

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA DE UMA PLANTA DE
COGERAÇÃO BASEADA EM MICROTURBINA A GÁS NATURAL E
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PELA TEORIA DO CUSTO
EXERGÉTICO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CLAUDIO PINTO REBELLO RÜCKER

Florianópolis, dezembro de 2005

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA DE UMA PLANTA DE
COGERAÇÃO BASEADA EM MICROTURBINA A GÁS NATURAL E
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PELA TEORIA DO CUSTO
EXERGÉTICO

CLAUDIO PINTO REBELLO RÜCKER

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Edson Bazzo, Dr. Eng. - Orientador

José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. Eng. - Presidente

Silvia Azucena Nebra de Pérez, Dr. Eng.

Silvio de Oliveira Junior, Dr. Eng.

**"Nossas dúvidas são traidoras e nos fazem perder o que,
com frequência, poderíamos ganhar,
por simples medo de arriscar."**

William Shakespeare

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me concedido força e coragem nos momentos difíceis e por ter me proporcionado todos os momentos alegres e felizes desta caminhada.

Aos meus pais Mariza e Milton por sempre terem acreditado em mim e por serem os principais responsáveis por tudo que conquistei.

A meus avós, irmãos e à Maria pelo apoio e afeto familiar.

Ao meu orientador Edson pelo grande apoio técnico e pessoal.

A todos os meus amigos pelo companheirismo e pelos inúmeros momentos de descontração.

Aos colegas e professores do LabCET pela amizade e pelo extraordinário ambiente de trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina e aos professores do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela excelente qualidade de ensino.

À Agência Nacional do Petróleo (ANP) e à RedeGasEnergia (Petrobrás, TBG e SCGás) pelo suporte financeiro.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iii
LISTA DE TABELAS.....	iv
SIMBOLOGIA	v
RESUMO.....	x
ABSTRACT	xi
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Contexto do sistema elétrico brasileiro	1
1.2 Sistemas de cogeração	2
1.3 Objetivo	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 Sistemas compactos de cogeração.....	5
2.2 Sistemas de refrigeração por absorção	7
2.3 A cogeração no mercado elétrico brasileiro	8
2.4 A utilização da exergia na análise de sistemas térmicos	9
3 A TEORIA DO CUSTO EXERGÉTICO.....	14
3.1 Fundamentos.....	14
3.2 Formulação	16
4 O SISTEMA DE COGERAÇÃO	25
4.1 Descrição do sistema	25
4.2 Microturbina	26
4.3 Trocador de calor.....	27
4.4 Máquina de refrigeração por absorção	28
4.5 Torre de resfriamento	31
5 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	32
5.1 Modelo físico da microturbina	33
5.2 Modelo físico do trocador de calor (HX)	35
5.3 Modelo físico da máquina de refrigeração por absorção.....	36
5.4 Dados de entrada	40
5.5 Análise da reação de combustão na microturbina	42
5.6 Análise exérgica.....	44
6 ANÁLISE EXERGoeCONÔMICA.....	48
6.1 Cálculo dos custos exérgicos.....	49

6.2	Cálculo dos custos exergoeconômicos	52
6.3	Avaliação exergoeconômica dos componentes	54
6.4	Otimização exergoeconômica	58
7	RESULTADOS E DISCUSSÃO	59
7.1	Reação de combustão	59
7.2	Análise Termodinâmica.....	59
7.3	Análise Exergoeconômica	62
7.4	Avaliação Exergoeconômica	64
7.5	Otimização Exergoeconômica.....	65
8	CONCLUSÃO.....	69
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
	APÊNDICES	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Fontes de geração de energia elétrica no Brasil.	1
Figura 2.1 - Valores de eficiência elétrica, percentual de recuperação de calor e relação kW_t/kW_e para diferentes tecnologias de geração de potência (Andrade, 2000).	7
Figura 2.2 - Custo inicial de vários conjuntos SRA/SGP (Andrade, 2000).	8
Figura 2.3 – Estrutura física do sistema CGAM.	10
Figura 3.1 – Diagrama representativo da TCE.	22
Figura 4.1 – Esquema básico do sistema de cogeração.	25
Figura 4.2 – Esquema de funcionamento da microturbina.	26
Figura 4.3 – Vista em seção de corte da microturbina.	27
Figura 4.4 – Esquema de um sistema simples de refrigeração por absorção utilizando uma solução de brometo de lítio e água.	29
Figura 4.5 – Configuração esquemática da máquina de refrigeração.	30
Figura 4.6 – Torre de resfriamento.	31
Figura 5.1 – Configuração do sistema de cogeração.	32
Figura 6.1 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração.	49
Figura 7.1 – Influência da tarifa de gás natural no custo da energia elétrica gerada.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Estrutura produtiva do sistema CGAM.....	18
Tabela 4.1 – Parâmetros de projeto para o trocador de calor tipo casco e tubos.....	28
Tabela 4.2 – Especificações da máquina de refrigeração.....	30
Tabela 5.1 – Dados de entrada fornecidos pelo fabricante da microturbina.	40
Tabela 5.2 – Valores estimados de variáveis do modelo físico da microturbina.	40
Tabela 5.3 – Dados de entrada fornecidos pelo fabricante da máquina de refrigeração.	41
Tabela 5.4 – Valores estimados de variáveis do modelo físico da máquina de refrigeração. ..	42
Tabela 5.5 – Composição molar do gás natural.....	42
Tabela 5.6 – Composição molar do ar.....	43
Tabela 5.7 – Exergia química padrão de várias substâncias (Bejan, Tsatsaronis e Moran, 1996).....	46
Tabela 5.8 – Constantes G utilizadas para os cálculos de entropia da solução (Kaita, 2001)..	47
Tabela 7.1 – Composição química dos produtos da combustão.....	59
Tabela 7.2 – Propriedades de estado e fluxos físicos da planta de cogeração.....	61
Tabela 7.3 – Variáveis exergoeconômicas dos fluxos da estrutura produtiva.....	63
Tabela 7.4 – Avaliação exergética dos componentes	64
Tabela 7.5 – Avaliação exergoeconômica dos componentes	65
Tabela 7.6 – Valores da variável de decisão para a condição base e condição ótima.....	66
Tabela 7.7 – Custos exergoeconômicos dos produtos da instalação para as condições base e ótima.....	66
Tabela 7.8 – Variáveis termodinâmicas dos componentes para as condições base e ótima.....	67
Tabela 7.9 – Custos de investimento dos componentes para as condições base e ótima.....	67

SIMBOLOGIA

Alfabeto latino:

a	Número de moléculas de ar	
B	Fluxo de exergia da estrutura produtiva	[kW]
B^*	Custo exergético	[kW]
\dot{B}	Fluxo de exergia	[kW]
c	Custo exergoeconômico unitário	[US\$/GJ]
\dot{C}	Taxa de custo associado à irreversibilidade	[US\$/s]
c_p	Calor específico	[kJ/kg °C]
CRF	Fator de recuperação de capital	
custo	Preço do gás natural	[US\$/m ³]
d	Número de moléculas de CO ₂	
D	Exergia destruída	[kJ]
ΔP	Perda de carga	[%]
ΔTLM	Temperatura média logarítmica	[°C]
e	Número de moléculas de H ₂ O	
\bar{e}	Exergia química padrão	[kJ/kmol]
E	Energia	[kJ]
f	Número de moléculas de N ₂	
F	Fluxo exergético do combustível de um componente	[kW]
F^*	Custo exergético do combustível de um componente	[kW]
G	Constantes utilizadas para os cálculos de entropia da solução LiBr/H ₂ O	
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
HEA	Área de troca de calor	[m ²]
i	Taxa anual de juros	[%]
I	Fluxo exergético associado à irreversibilidade	[kW]
k	Custo exergético unitário / Coeficiente de aumento do custo exergético	[US\$/GJ]
L	Fluxo exergético associado às perdas	[kW]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Fluxo de massa	[kg/s]
M	Massa molecular	[kg/kmol]

n	Número de horas/ano de operação da planta	[h] ou [ano]
P	Pressão	[kPa]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
\dot{Q}	Fluxo de calor	[kW]
r	Razão de irreversibilidade	
R	Fluxo exergético do produto de um componente	[kW]
R^*	Custo exergético do produto de um componente	[kW]
\bar{R}	Constante universal dos gases em base molar	[kJ/kmol K]
s	Entropia	[kJ/kg °C]
T	Temperatura	[°C]
UA	Coeficiente global de transferência de calor	[kW/°C]
\dot{W}	Potência	[kW]
x	Razão mássica	
X	Concentração química	
y	Número de moléculas de um hidrocarboneto	
Y	Fração molar	
Z	Custo de aquisição	[US\$]
\dot{Z}	Taxa de investimento para aquisição e manutenção dos equipamentos	[US\$/s]

Alfabeto grego:

ε	Efetividade	[%]
η	Eficiência	[%]
ν	Volume específico	[m ³ /kg]
ξ	Fator exergoeconômico	
Π	Custo exergoeconômico	[US\$/s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
φ	Fator de manutenção	
γ	Razão de calor específico	

Matrizes e vetores:

A	Matriz incidência
A	Matriz de custos
α	Matriz produtiva
B	Vetor coluna de elementos de exergia

B^*	Vetor coluna de custos exergéticos
D	Vetor coluna de exergia destruída
E	Vetor coluna de elementos de energia
M	Vetor coluna de elementos de massa
Π	Vetor coluna de custos exergoeconômicos
R^*	Vetor coluna de exergia adicional aos fluxos de perda
V^*	Vetor coluna de exergia adicional aos fluxos de combustível
ω	Vetor coluna de equações auxiliares
Y^*	Vetor coluna incidência de informações externas
Y^*	Vetor coluna de informações externas
Z	Vetor coluna de informações econômicas externas
\dot{Z}	Vetor coluna de custos de aquisição e manutenção dos componentes da instalação

Subscritos:

0	Estado de referência
A	Relativo à amortização exergética do sistema
a	Relativo ao ar
ABS	Relativo ao componente absorvedor da máquina de refrigeração por absorção
AC	Relativo ao componente compressor de ar da microturbina
ALT	Relativo ao componente alternador da microturbina
ano	Relativo à vida útil de operação da planta
APH	Relativo ao componente pré-aquecedor de ar da microturbina
B	Relacionado à exergia
CC	Relativo ao componente câmara de combustão da microturbina
CHX	Relativo ao componente trocador de calor de solução da máquina de refrigeração
$C_x H_y$	Relativo a um hidrocarboneto
COND	Relativo ao componente condensador da máquina de refrigeração por absorção
est	Relativo à reação de combustão estequiométrica
EVAP	Relativo ao componente evaporador da máquina de refrigeração por absorção
ext	Relacionado a informações econômicas externas
F	Relacionado ao combustível de um componente
g	Relativo aos produtos da combustão
gen	Relacionado à geração de entropia
GEN	Relativo ao componente gerador da máquina de refrigeração por absorção

GN	Relativo ao gás natural
GT	Relativo ao componente turbina a gás da microturbina
h	Relativo ao número de horas de operação da planta por ano
H ₂ O	Relativo aos fluxos de água
HX	Relativo ao trocador de calor
i	Relacionado a um componente
I	Relativo à irreversibilidade
ise	Relativo à eficiência isentrópica
j	Relacionado a um fluxo
k	Relativo a um elemento químico
l	Relativo à água no estado líquido
M	Relativo à manutenção exergética do sistema
max	Relativo ao máximo calor trocado
PUMP	Relativo ao componente bomba de solução da máquina de refrigeração por absorção
R	Relacionado ao produto de um componente
S	Relativo à solução forte em brometo de lítio
tot	Total
v	Relativo à água no estado de vapor
W	Relativo à solução pobre em brometo de lítio
x	Relativo ao número de moles de carbono presente em um hidrocarboneto
y	Relativo ao número de moles de hidrogênio presente em um hidrocarboneto

Sobrescritos:

CH	Relativo à parcela de exergia química
DEP	Relativo a custos associados com a depreciação e manutenção dos equipamentos
K	Relativo à temperatura na escala Kelvin
MAN	Relativo a custos associados com manutenção dos componentes
PH	Relativo à parcela de exergia física

Abreviaturas:

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CGAM	Problema de otimização pré-definido pelos pesquisadores C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. von Spakovsky
COP	Coeficiente de performance
EES	Programa Engineering Equation Solver

EMC	Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC
GD	Geração distribuída de energia elétrica
GN	Gás natural
ISO	International Standard Organization
LabCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
MCI	Motor de combustão interna
MS	Motor Stirling
MT	Microturbina
PCH	Pequena central hidrelétrica
Petrobras	Petróleo Brasileiro S/A
RedeGasEnergia	Rede de Excelência de Gás e Energia
SCGás	Companhia de Gás de Santa Catarina
SGP	Sistema gerador de potência
SRA	Sistema de refrigeração por absorção
TBG	Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S/A
TCE	Teoria do Custo Exergético
TIR	Taxa interna de retorno de investimento
U.R.	Umidade relativa
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

RESUMO

Sistemas de cogeração apresentam alta eficiência energética e são projetados para atender demandas elétricas e térmicas, geralmente de empresas de médio e de grande porte. Unidades compactas de cogeração representam uma oportunidade nova no mercado nacional e sua aplicação em escala comercial poderá atender à demanda de escolas, hotéis e pequenos estabelecimentos industriais e comerciais. Existe um contingente significativo de pesquisadores e de empresas envolvidas no assunto, na expectativa de melhorar sua tecnologia e ampliar sua aplicação no mercado de gás natural. Uma série de técnicas de otimização vem sendo desenvolvida com o objetivo de reduzir custos e aumentar o desempenho de sistemas térmicos em geral. O objetivo deste trabalho é analisar um sistema compacto de cogeração, otimizando parâmetros operacionais e construtivos, bem como alocando custos exergéticos e exergoeconômicos aos produtos finais, pela Teoria do Custo Exergético formulada por Lozano e Valero. O sistema de cogeração consiste principalmente de uma microturbina a gás natural com uma capacidade nominal de geração elétrica de 28 kW, atualmente em operação na UFSC, associada a uma máquina de refrigeração por absorção LiBr/H₂O com uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 30 kW. A Teoria do Custo Exergético é uma poderosa ferramenta para mapear a formação dos custos produtivos e otimizar sistemas térmicos. A energia elétrica apresentou valores de custos unitários exergético e exergoeconômico de 2,4 e 16,4 US\$/GJ, respectivamente. A água gelada apresentou valores unitários de custo exergético e exergoeconômico de 33,7 e 231,3 US\$/GJ, respectivamente. Para a planta de cogeração proposta neste trabalho, a câmara de combustão é o componente que apresentou a maior taxa de irreversibilidade, sendo responsável por 45% de toda destruição de exergia do sistema. Compressor e turbina apresentaram irreversibilidade baixa. O pré-aquecedor de ar foi responsável por 14% da irreversibilidade gerada no sistema. O sistema de refrigeração apresentou uma considerável taxa de destruição de exergia, de 6,7%, uma baixa eficiência exergética, de 21%, e uma alta taxa de custo associado à irreversibilidade de 1,014 US\$/h. De acordo com processo de otimização exergoeconômica, melhores resultados foram obtidos com a diminuição nos custos de investimento de cerca de 3,25%, conduzindo a uma redução de 0,089% nos custos exergoeconômicos dos produtos finais, correspondentes à energia elétrica e água gelada produzida na planta.

Palavras chave: Cogeração, Microturbina a gás natural, Refrigeração por absorção, Análise exergoeconômica, Teoria do Custo Exergético.

ABSTRACT

Cogeneration systems present a high energetic efficiency and they are designed to assist electrical and thermal demands, usually applied to medium and large companies. Compact cogeneration units represent a new opportunity in the national market and their application in commercial scale can assist to the demand of schools, hotels and small industrial and commercial establishments. There is a significant contingent of researchers and companies involved in this subject, in the expectation of improving its technology and to enlarge its application in the natural gas market. A significant amount of optimization techniques has been developed in order to reduce costs and to increase thermal systems performance. The objective of this work is to analyze a compact cogeneration system, optimizing operational and constructive parameters, as well as allocating exergetic and exergoeconomic costs to the final products, through the Exergetic Cost Theory formulated by Lozano and Valero. The cogeneration system consists mainly of a natural gas microturbine with a nominal capacity of power generation of 28 kW, currently in operation in UFSC, associated to a LiBr/H₂O absorption chiller with a refrigeration capacity of about 30 kW. The Exergetic Cost Theory is a powerful tool to map the productive costs formation and to optimize thermal systems. The electric power presented values of unitary exergetic and exergoeconomic costs of 2.4 and 16.4 US\$/GJ, respectively. The cold water presented values of unitary exergetic and exergoeconomic costs of 33.7 and 231.3 US\$/GJ, respectively. For the cogeneration plant proposed in this work, the combustion chamber was the component that presented the largest irreversibility rate, being responsible for 45% of all exergy destruction of the system. Air compressor and turbine presented low irreversibilities. The air pre-heater was responsible for 14% of the irreversibility generated in the system. The refrigeration system presented a considerable rate of exergy destruction, of 6,7%, a low exergetic efficiency, of 21%, and high rates of cost associated to the irreversibility of 1.014 US\$/h. In agreement with the exergoeconomic optimization process, better results were obtained with the decrease in the investment costs of the order of 3.25%, leading to a reduction of 0.089% in the exergoeconomic costs of the final products, corresponding to the electric power and cold water produced in the plant.

Key words: Cogeneration, Natural gas microturbine, Absorption chilling, Exergoeconomic analysis, Exergetic Cost Theory.

CAPÍTULO 1

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do sistema elétrico brasileiro

No Brasil, o sistema elétrico é predominantemente centralizado em grandes plantas hidrelétricas de geração e por um sistema interligado de transmissão. A capacidade total instalada de geração de energia elétrica no Brasil é de aproximadamente 88.000 MW (BRASIL ANEEL, 2004). Mais de 77% deste total é baseado em grandes plantas de geração hidrelétrica, conforme ilustrado na Figura 1.1. Menos de 21% é gerado por usinas termelétricas, tipicamente baseadas em ciclos de Rankine (carvão, óleo combustível e gás natural), ciclos Brayton (gás natural) e ciclos diesel. Apenas duas plantas termonucleares estão em operação no Brasil, correspondendo a aproximadamente 2,3% da capacidade instalada de geração elétrica no País. Uma pequena quantidade, aproximadamente 28 MW, é baseada em energia eólica. Pequenas centrais hidrelétricas (PCH's) possuem uma capacidade instalada de aproximadamente 1.200 MW. As centrais de cogeração qualificadas em operação no País são responsáveis por pouco mais de 900 MW da geração elétrica, e grande parte destas instalações utiliza como combustível a biomassa na forma de bagaço de cana.

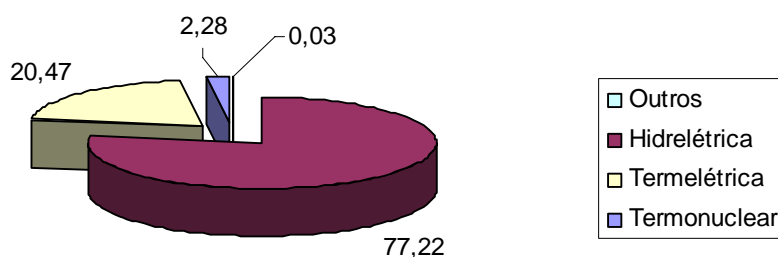


Figura 1.1 – Fontes de geração de energia elétrica no Brasil.

O sistema interligado de transmissão é vantajoso, uma vez que é possível transmitir eletricidade para diferentes regiões com um custo operacional baixo, compensando mudanças críticas no consumo de eletricidade ou em casos de níveis baixos em alguns reservatórios hídricos. Por outro lado, este cenário implica em perdas com linhas de transmissão devido à distância para os grandes centros consumidores, reduzindo a eficiência global e a confiabilidade do sistema elétrico (Pellegrini et al., 2002). Além disso, a escassez de chuvas em diferentes regiões pode causar um racionamento no País, como ocorrido no ano de 2001. Devido ao crescimento econômico, a energia elétrica disponível no Brasil não é suficiente e novos investimentos são necessários para suprir a demanda atual. Nos próximos dois anos espera-se que a capacidade de geração elétrica aumente para 100.000 MW. Para suprir esta deficiência energética, a construção de plantas de ciclo combinado de turbinas a vapor e a gás é considerada como uma das alternativas.

Existe uma tendência da geração de energia elétrica distribuída (GD) ocupar mais espaço na matriz energética do País. A GD pode ser definida como a geração de potência elétrica através de pequenas unidades, tipicamente menores do que 25 MW, estrategicamente localizadas perto dos consumidores e centros de carga, que fornecem benefícios para os consumidores e suporte para a operação econômica da rede de distribuição de eletricidade existente. Plantas de cogeração se enquadram neste conceito de GD e se apresentam como opção para aumentar o parque de geração de energia elétrica do Brasil de uma maneira confiável e eficiente.

1.2 Sistemas de cogeração

Sistemas de cogeração apresentam uma alta eficiência energética global, geralmente acima de 70%. Entende-se por cogeração a geração simultânea de energia elétrica e térmica útil a partir de uma mesma fonte de energia primária. Esta produção combinada de energia elétrica e térmica implica em uma utilização mais eficiente da fonte de energia primária, resultando na redução de consumo de combustível quando comparado a sistemas onde a produção de energia elétrica e térmica ocorre de forma independente. Portanto, sistemas de cogeração geralmente apresentam um menor custo de operação quando comparados a sistemas que produzem apenas energia elétrica ou energia térmica. Os sistemas de cogeração também são menos prejudiciais ao meio ambiente por apresentarem uma eficiência mais elevada, portanto menos combustível é consumido, resultando em níveis mais baixos de emissão de substâncias nocivas.

Geralmente as centrais de cogeração são projetadas para atender apenas indústrias de grande porte. O Brasil apresenta expressivo potencial para a implantação de pequenas plantas de cogeração, sobretudo no setor terciário, onde se concentra um número considerável de pequenos estabelecimentos comerciais com necessidades de energia elétrica, vapor, água quente e/ou água gelada. A falta de investimentos em novas usinas, associado ao crescimento significativo no consumo de energia elétrica, abre caminho para a instalação de centrais de cogeração que atendam necessidades elétricas e térmicas de empresas.

Na maioria das vezes são utilizados motores de combustão interna e turbinas a gás como motores primários (*prime movers*). Sistemas de cogeração adaptados com motores de combustão interna automotivos apresentam uma boa relação custo/benefício. Motores e turbinas a gás natural são disponíveis no mercado internacional, a custos ainda relativamente altos, mas apresentam bom potencial para aplicação em sistemas de cogeração. Importa ressaltar que atualmente as microturbinas apresentam um desempenho de geração de energia elétrica inferior às turbinas convencionais e aos motores de combustão interna. Existe um contingente significativo de pesquisadores e empresas envolvidas no assunto, na expectativa de melhorar sua tecnologia e viabilizar sua aplicação no mercado. Uma série de técnicas de otimização foi desenvolvida com o objetivo de aumentar a performance dos sistemas de cogeração (Bejan, Tsatsaronis e Moran, 1996).

Unidades compactas de cogeração representam um produto novo no mercado nacional e sua produção em escala comercial poderá atender à demanda de escolas, hotéis e pequenos estabelecimentos industriais e comerciais. O uso da cogeração no Brasil tem progredido lentamente, limitando-se a poucas unidades industriais, concentrando-se basicamente nos setores de papel e celulose, sucro-alcooleiro, petroquímico e de alimentos. O controle, até então exercido pelas concessionárias estatais, tem inibido a implantação de sistemas de cogeração. Não há ainda uma relação efetiva entre empresas e concessionárias locais que garanta um preço mínimo compensador para negociação da energia excedente. Entretanto, com o iminente esgotamento da capacidade instalada de energia elétrica e com a crescente disponibilidade de gás natural nas regiões industrializadas do País, há condições para que isso ocorra já em curto prazo, com expressivo potencial para a implantação de processos de cogeração.

1.3 Objetivo

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é analisar um sistema compacto de cogeração, consistindo de uma microturbina associada a uma máquina de refrigeração LiBr/H₂O, otimizando parâmetros operacionais e construtivos, bem como alocando custos exergéticos e exergoeconômicos aos produtos finais, utilizando a Teoria do Custo Exergético formulada por Lozano e Valero (1993).

1.3.2 Objetivos específicos

- Realizar uma análise de Primeira Lei da Termodinâmica do sistema de cogeração;
- Realizar uma análise de Segunda Lei da Termodinâmica (análise exergética) do sistema de cogeração;
- Realizar uma análise exergoeconômica do sistema com auxílio da Teoria do Custo Exergético (TCE), levando em consideração custos de mercado;
- Realizar uma avaliação exergoeconômica visando identificar os locais de ineficiência do sistema;
- Minimizar os custos exergoeconômicos dos produtos do sistema, considerando como variável de decisão algum parâmetro construtivo e operacional dos equipamentos;
- Discutir e propor melhorias no sistema de cogeração visando viabilizar a aplicação de sistemas compactos de cogeração no mercado nacional de gás natural.

CAPÍTULO 2

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Sistemas compactos de cogeração

Diversos estudos teóricos e experimentais vêm sendo desenvolvidos com o propósito de melhorar o desempenho de sistemas compactos de cogeração. Do ponto de vista teórico, modelos termodinâmicos e econômicos têm sido desenvolvidos para projetos de cogeração, envolvendo a aplicação de microturbinas e motores a gás natural. Do ponto de vista experimental, novas tecnologias em micro-geração vêm sendo testadas associando microturbinas ou motores de combustão interna a trocadores de calor e máquinas de refrigeração de pequena escala visando a produção de energia elétrica, vapor, água quente e água gelada. Nessa linha, o Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET/EMC/UFSC) vem desenvolvendo uma pesquisa aplicada em microturbina a gás natural com capacidade nominal de geração elétrica de 28 kW, atualmente em operação na UFSC, com a proposta inicial de avaliar o desempenho de um sistema compacto de cogeração, envolvendo uma máquina de refrigeração por absorção LiBr/H₂O com uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 30 kW. O projeto é financiado pela FINEP e RedeGasEnergia (Petrobrás/TBG/SCGás) desde 2001. Primeiros resultados teóricos foram publicados em congresso nacional, reportando a influência da temperatura ambiente no desempenho da turbina a gás, bem como avaliando parâmetros operacionais para fins de cogeração (Rücker e Bazzo, 2003). O impacto deste artigo motivou a publicação dos resultados na Revista Petro & Química (Rücker e Bazzo, 2004).

Visando auxiliar o estudo da cogeração no Brasil, Balestieri (2002) estruturou e publicou o livro “Cogeração - geração combinada de eletricidade e calor”, o qual apresenta os aspectos básicos da questão, os equipamentos necessários para a aplicação da cogeração e as preocupações que podem surgir na elaboração do projeto de uma central de cogeração. Também são discutidos diferentes procedimentos empregados para um projeto de cogeração, com destaque para a metodologia desenvolvida pelo autor. Estudos de caso mostrando elementos para o dimensionamento preliminar do projeto de tais unidades são igualmente apresentados. Reis e Silveira (2001) estudaram um protótipo de um sistema compacto de cogeração composto por um motor de combustão interna (MCI) marca GM Corsa modelo 1.0 l MPFI, com capacidade de geração de 10 a 18 kW de energia elétrica, além de geração de água gelada e água quente. O sistema consiste em um MCI, dois trocadores de calor,

catalisadores e uma máquina de refrigeração por absorção. Os gases de exaustão do MCI passam por catalisadores para reduzir o nível de poluentes. Em seguida, são direcionados para um trocador de calor para reduzir a temperatura dos gases de 541°C para 197°C, nível máximo de temperatura admissível pela máquina de absorção. O coeficiente de performance (COP) do sistema de absorção é de 0,58. Foram realizadas análises de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica. Os resultados obtidos são comparados com dados teóricos calculados para uma planta semelhante utilizando microturbina a gás natural (Rücker, Bazzo e Matelli, 2002). Os resultados apontam os motores de combustão interna como alternativas mais viáveis para aplicação em sistemas compactos de cogeração. Porém, a microturbina apresentou índices mais reduzidos de emissão de poluentes e uma alta taxa de oxigênio nos gases de exaustão, permitindo seu aproveitamento em um sistema de pós-queima direta.

Silveira, Walter e Luengo (1997) estudaram um sistema de cogeração que utiliza um MCI automotivo para gerar eletricidade e água gelada através de uma máquina de absorção de simples estágio. O calor transmitido ao gerador da máquina de refrigeração por absorção é recuperado da água de resfriamento e dos gases de exaustão do motor. O sistema foi projetado para atender as demandas térmicas e elétricas de um prédio de uma universidade em paridade térmica, ou seja, com a carga térmica de refrigeração completamente atendida. O motor foi testado com óleo diesel, etanol hidratado (álcool de cana) e gás natural. O trabalho apresenta um modelo para estimar o custo da produção de energia elétrica e de refrigeração e o custo evitado com a geração destes insumos. Também foi realizada uma comparação de custos e rendimentos entre os diversos combustíveis testados.

Matelli, Rücker e Bazzo (2002) analisaram diferentes cenários para um sistema de cogeração utilizando grupos moto-geradores a gás natural para suprir demandas térmicas e elétricas do Hospital Universitário da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Dados reais de demandas de energia elétrica e consumo de óleo combustível foram levantados, permitindo a obtenção de curvas diárias de consumo e demanda elétrica e curvas de demandas térmicas (vapor, água quente e água gelada). Foram realizadas análises exergética, econômica e ambiental incluindo a consideração de taxas devido à emissão de CO₂ (*green taxes*). Análises de sensibilidade foram levadas em consideração para avaliar os impactos da tarifa de energia elétrica, preços do gás natural e das taxas verdes (*green taxes*) sobre a taxa interna de retorno de investimento (TIR). Alguns cenários apresentaram viabilidade econômica para os preços de mercado da época, mas já sinalizavam baixos valores de retorno de investimento para instalações de cogeração devido à desvalorização do Real frente ao Dólar e devido aos aumentos nos preços dos derivados de petróleo, caso do gás natural.

2.2 Sistemas de refrigeração por absorção

O uso de máquinas de refrigeração por absorção em sistemas de cogeração de pequena escala é ainda incipiente. Poucas informações são disponíveis para instalações de pequena escala. Andrade (2000) aborda o funcionamento e limites de operação (temperatura e pressão) das máquinas de simples e de duplo estágio para diferentes fluidos absorventes. Vários arranjos de geração combinada de potência elétrica e refrigeração são apresentados, incluindo microturbinas (MT), MCI a gás natural (GN) e diesel, motores Stirling (MS) e células combustíveis (*fuel cells*). O autor descreve as formas de aproveitamento de calor residual nos arranjos e suas possíveis aplicações para a geração de frio. O trabalho traz análises comparativas entre a recuperação de calor para diferentes formas de geração de energia (Figura 2.1) e a capacidade de refrigeração que pode ser alcançada para cada uma delas. Custos iniciais estimados de vários conjuntos de sistema de refrigeração por absorção (SRA) e sistema gerador de potência (SGP) são apresentados na Figura 2.2.

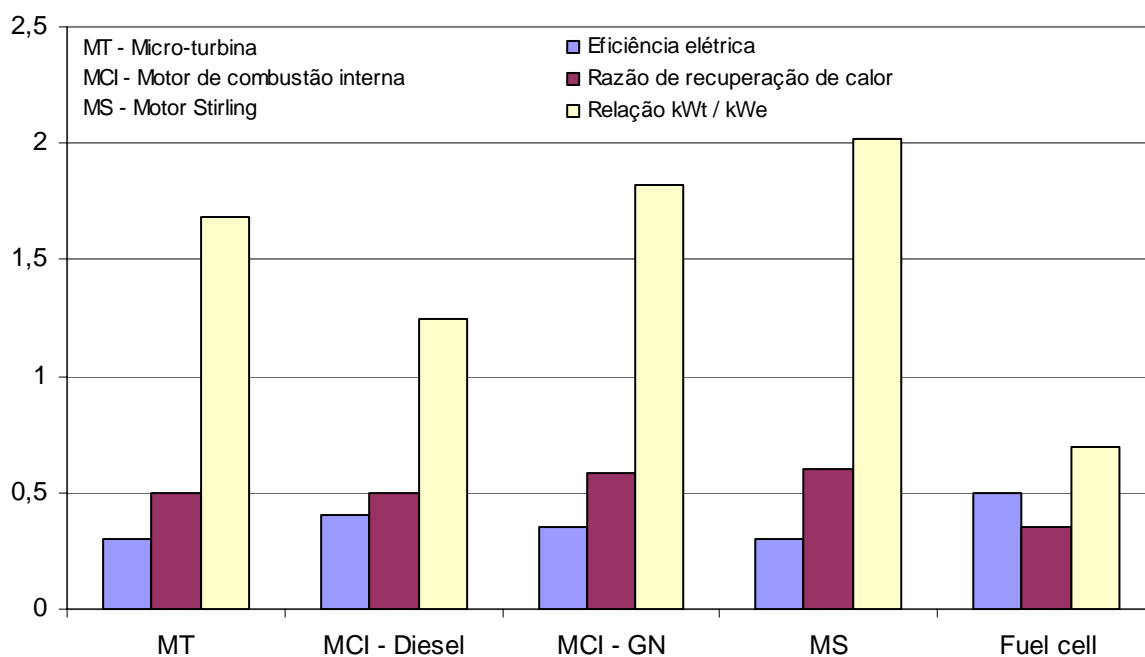


Figura 2.1 - Valores de eficiência elétrica, percentual de recuperação de calor e relação kW_t/kW_e para diferentes tecnologias de geração de potência (Andrade, 2000).

De uma forma geral, atendendo a toda uma faixa de capacidade de refrigeração, Tozer e James (1997) analisam ciclos ideais de absorção através de diagramas T-S (Temperatura-Entropia) e P-T-X (Pressão-Temperatura-Concentração). São apresentadas e demonstradas formulações para COP de ciclos ideais de absorção para uma faixa de vários estágios. Estas

formulações podem ser utilizadas em casos reais, mas com limitações. O desempenho destes ciclos ideais define limites para os ciclos reais, podendo ser utilizado como uma primeira análise por não considerar as irreversibilidades de um ciclo de absorção.

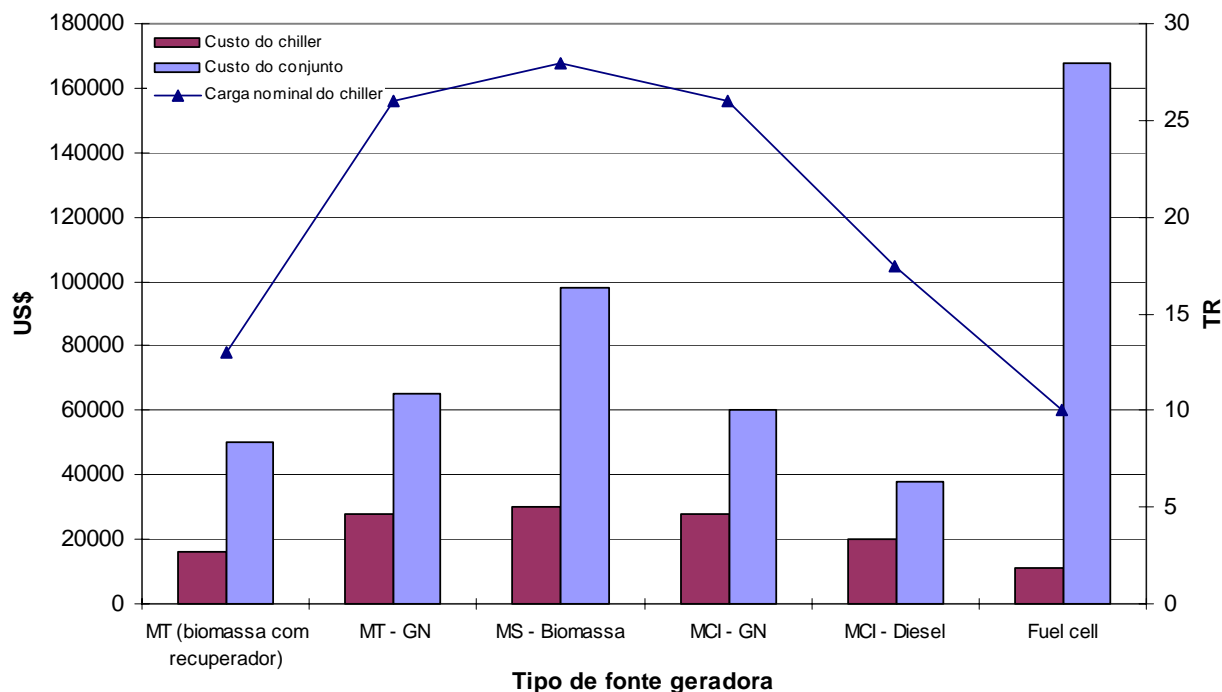


Figura 2.2 - Custo inicial de vários conjuntos SRA/SGP (Andrade, 2000).

2.3 A cogeração no mercado elétrico brasileiro

Nos últimos anos, a cogeração no mercado elétrico brasileiro tem sido amplamente discutida como uma alternativa viável para a modernização do parque gerador de modo racional, com o uso da biomassa e do gás natural. Também foram publicados trabalhos que analisam o setor elétrico brasileiro e suas tendências quanto à implementação de sistemas compactos de cogeração na rede de distribuição, assim como formas de negociação da energia gerada através da geração distribuída (GD). Nesse contexto, inúmeros artigos são disponíveis para análise e não é objetivo do presente trabalho fazer uma discussão aprofundada sobre o tema em questão. Barbosa e Martins (2001) fazem uma avaliação do atual cenário energético brasileiro e apresentam uma metodologia mais profunda e completa para análise econômica, levando em consideração os riscos de investimento no cenário energético do País. Dois casos distintos são estudados, ambos utilizando turbinas a gás. O primeiro estuda a instalação de uma central de geração própria na região Sudoeste do Brasil e o segundo estuda a instalação de duas turbinas a gás em uma planta com ciclo combinado. Pellegrini et al. (2002) analisam

os aspectos regulatórios da introdução do cogrador no sistema de distribuição. Neste estudo são propostas alterações no atual modelo do setor energético com o objetivo de favorecer a introdução plena da cogeração. Os autores mencionam que a GD tende a ganhar cada vez mais importância, passando a ter um substancial impacto econômico nos grandes agentes do setor elétrico. Dentro deste cenário, as concessionárias de energia elétrica, produtores independentes de energia, comercializadores de energia e fabricantes de equipamentos devem estar atentos aos efeitos que a GD pode trazer para seus negócios.

2.4 A utilização da exergia na análise de sistemas térmicos

Os modelos exergoeconômicos apresentam-se como ferramentas computacionais importantes na análise e otimização de sistemas térmicos. Vários modelos associados à termoeconomia são apresentados na literatura. A primeira proposta para o uso da exergia como critério para alocação de custos foi apresentada em 1932 por Keenan (1932). Bilgen (2000) mostra a importância de se considerar no projeto tanto a Primeira quanto a Segunda Lei da Termodinâmica. O estudo apresenta uma análise exérgica e um algoritmo para simular ciclos de cogeração, fornecendo resultados técnicos e econômicos.

Termoeconomia ou exergoeconomia é o ramo da engenharia que combina princípios de análise exérgica e econômica para fornecer ao projetista ou operador informações não disponíveis através de avaliações de análises energéticas e econômicas convencionais. Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) mencionam que muitas técnicas vêm sendo desenvolvidas para avaliar as ineficiências termodinâmicas de sistemas térmicos (destruição e perda de exergia). No entanto, freqüentemente faz-se necessário saber o custo de tais ineficiências. O conhecimento destes custos é muito útil quando se deseja reduzir os custos dos produtos finais fornecidos pelo sistema. Além disso, se um sistema possui mais de um produto como, por exemplo, um sistema de cogeração, faz-se necessário conhecer os custos finais de cada produto. Isto é um problema muito comum em plantas químicas onde energia elétrica, água gelada, ar comprimido e vapor em diferentes níveis de pressão são gerados em um setor e vendidos a outro. O operador da planta precisa saber o custo real de geração de cada uma destas utilidades. Estes custos são então adicionados aos produtos finais de acordo com o tipo e a quantidade de cada utilidade usada na geração deste produto. Nos projetos de sistemas térmicos, a alocação de custos auxilia em encontrar processos e operações monetariamente ineficientes e em identificar opções técnicas que possam melhorar a eficiência monetária do sistema. De acordo com Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), os objetivos de uma análise termoeconômica são: (i) calcular separadamente os custos de cada produto gerados por um

sistema que produz mais de um produto; (ii) entender o processo de formação de custos e o fluxo dos custos em um sistema; (iii) otimizar variáveis específicas em um componente individual; (iv) otimizar o sistema como um todo.

Com o objetivo de descrever o processo de formação de custos e de avaliar a eficiência de sistemas energéticos, Lozano e Valero (1993) apresentam a Teoria do Custo Exergético (TCE). O uso da Segunda Lei da Termodinâmica através da utilização sistemática do conceito de exergia, além do conceito de combustível-produto (*fuel-product*) baseado no propósito produtivo de um componente dentro de um sistema energético e a formulação matemática são as bases desta teoria. Uma apresentação simplificada da TCE é introduzida no Capítulo 3. Valero et al. (1994) apresentam uma estratégia de otimização para sistemas térmicos complexos. A estratégia é baseada em técnicas convencionais e incorpora suposições e consequências da TCE e do método do simbolismo exergoeconômico (Valero, Wimmert e Torres, 1991). Este método organiza as informações sobre a planta a ser otimizada e separa as restrições termodinâmicas das restrições estruturais. A planta otimizada no estudo é o problema CGAM (Valero et al., 1994). Em 1990 um grupo de conceituados especialistas no ramo da termoeconomia (C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero e M. von Spakovsky) decidiram comparar suas metodologias resolvendo um problema de otimização pré-definido: o problema CGAM. A estrutura física do sistema CGAM é mostrado na Figura 2.3, e consiste em uma turbina a gás com sistema de recuperação de calor dos gases de exaustão associada a uma caldeira de recuperação (unidade geradora de vapor).

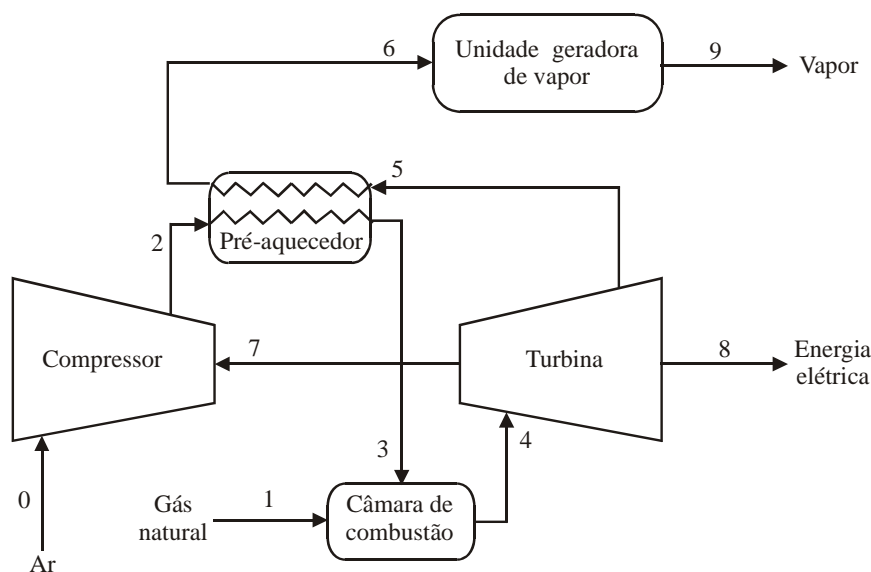


Figura 2.3 – Estrutura física do sistema CGAM.

Misra, Sahoo e Gupta (2002) aplicam a Teoria do Custo Exergético para minimizar o custo médio do produto (água gelada) de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza brometo de lítio e água como fluido absorvente e refrigerante, respectivamente. No modelo de otimização é considerada a hipótese de que o custo final do produto pode ser aproximadamente minimizado através de uma sequência de otimizações locais de componentes do sistema, que são considerados independentes um dos outros. Esta hipótese leva em consideração que em uma estrutura produtiva sem recirculação de produto, todos os parâmetros de projeto a serem otimizados (variáveis decisivas) são locais. Os autores demonstram que com a ajuda da Teoria do Custo Exergético (TCE) a otimização de um sistema pode ser alcançada através de um procedimento simplificado o que, pelo contrário, seriam necessários um algoritmo matemático complexo e uma aproximação numérica sofisticada. Além disso, a análise termoeconômica é capaz de fornecer sugestões sobre potenciais melhorias de um ponto de vista econômico, através de mudanças na estrutura do sistema, o que não é possível mediante a utilização de técnicas matemáticas ou numéricas aplicados ao sistema total.

No Brasil, estudos nessa área vêm sendo realizados nas universidades de uma forma geral. Cerqueira (1999) estuda as principais metodologias de análise exergoeconômica aplicadas a um caso de cogeração. Quatro metodologias são levadas em consideração: Análise Funcional Termoeconômica; Teoria do Custo Exergético; Exergoeconomia; e Metodologia Estrutural. Variantes das metodologias também são propostas e aplicadas. Baseado nos resultados foi avaliada a influência da divisão da exergia em parcelas térmica e mecânica para a determinação dos custos dos produtos do sistema. Cruz e Nebra (2002) estudaram um sistema de cogeração baseado em um grupo moto-gerador diesel com capacidade de 915 kW de geração de energia elétrica associado a uma máquina de refrigeração por absorção água/amônia com capacidade de refrigeração de 90 kW. A metodologia de análise exergoeconômica utilizada foi a Teoria do Custo Exergético. Os autores sugeriram uma futura análise levando em consideração o conceito de neguentropia no balanço exergético e exergoeconômico. Os resultados mostraram um alto custo exergoeconômico unitário do fluxo disponível para refrigeração, principalmente devido ao alto investimento associado ao equipamento de refrigeração por absorção. Barreda Del Campo e Nebra (2000) calcularam os custos exergéticos e exergoeconômicos dos fluxos de um sistema de cogeração da usina de cana de açúcar Vale do Rosário utilizando dados reais de operação. A usina em questão apresenta uma capacidade instalada de 32 MW de energia elétrica, além de gerar vapor para processo. Os resultados mostraram que o custo do bagaço de cana define a viabilidade de se vender ou não a energia elétrica produzida.

Sousa Teixeira e Oliveira Junior (2000) apresentaram uma análise exergoeconômica comparativa de três sistemas de cogeração aplicados a uma planta química, visando a produção de energia elétrica e vapor para processo. A análise em questão avaliou a eficiência exergética e a exergia destruída dos componentes da planta, bem como o desempenho global da planta de cogeração. A importância do desempenho dos componentes na eficiência exergética global foi quantificada por um fator denotado por “ f ”. Os resultados indicaram uma condição de atratividade para o investimento no que diz respeito ao desempenho da planta e aos custos de produção das utilidades, os quais se mostraram competitivos com os preços praticados pelo mercado na época. Os autores recomendaram levar em consideração na escolha da melhor configuração aspectos relacionados à flexibilidade de operação, confiabilidade dos equipamentos e impactos ambientais relativos a cada sistema.

Rücker e Bazzo (2003) estudaram um sistema compacto de cogeração utilizando uma microturbina a gás natural e uma máquina de refrigeração por absorção visando a produção de energia elétrica e água gelada para atender estabelecimentos do setor terciário como, por exemplo, escolas, hospitais, hotéis e escritórios. Foram realizadas análises técnica e econômica. Do ponto de vista técnico, foi estudado o comportamento da eficiência energética global do sistema em função da energia elétrica gerada em cargas parciais de operação e em diferentes temperaturas ambientais. Do ponto de vista econômico, a taxa interna de retorno (TIR) do investimento foi avaliada considerando a vida útil da planta de 15 anos e operação de 7200 horas por ano. Foram realizadas análises de sensibilidade para avaliar o comportamento da TIR em função da taxa de câmbio R\$/US\$, do preço do gás natural e da tarifa elétrica praticada. O estudo também levou em consideração uma análise termoeconômica preliminar, tratando a microturbina e a máquina de refrigeração como “caixas fechadas”. Resultados apontaram para a necessidade de melhorar o desempenho das microturbinas, principalmente quando se opera fora do ponto de eficiência máxima, ou seja, temperatura ambiente de 15°C e carga máxima de operação (30 kW). Verificou-se uma alta taxa de destruição de exergia na máquina de refrigeração por absorção. Rücker et al. (2003) analisaram um sistema compacto de cogeração baseado em uma microturbina a gás natural de baixa pressão de admissão de combustível, com capacidade de geração de energia elétrica de 28 kW, associada a uma máquina de refrigeração por absorção com capacidade de refrigeração de aproximadamente 30 kW. O estudo apresentou formulações para análise termodinâmica de Primeira e Segunda Lei, além de uma análise exergoeconômica convencional visando o cálculo e a avaliação dos custos exergoeconômicos dos fluxos, da destruição de exergia nos componentes do sistema e dos custos monetários associados à destruição e perda de exergia. No que diz respeito à análise exergoeconômica, foi considerada

a análise ao nível do componente, sendo que os componentes de dissipação de calor condensador, absorvedor e válvulas de expansão foram considerados como um único componente associado ao componente que eles servem (evaporador), formando o componente virtual denominado *evaporator assembly*. Os resultados mostraram que grande parte da destruição de exergia do sistema ocorre na câmara de combustão da microturbina, no trocador de calor que aproveita o calor dos gases de combustão para aquecer um fluxo de água que abastece a máquina de refrigeração e nos componentes dissipativos condensador e absorvedor da máquina de refrigeração.

CAPÍTULO 3

3 A TEORIA DO CUSTO EXERGÉTICO

3.1 Fundamentos

Um dos objetivos da termoeconomia é a determinação de bases teóricas para a conservação e uso racional da energia. Portanto, a Teoria do Custo Exergético (TCE) formula um critério geral que permite conhecer a eficiência energética de sistemas e explicar racionalmente o processo de geração dos produtos. Como anteriormente mencionado, uma planta termelétrica ou uma planta química são exemplos de sistemas energéticos formados por uma série de subsistemas ou unidades, que são interligados entre si através de fluxos de massa e energia. Estes sistemas interagem com o ambiente, consumindo recursos externos que são transformados em produtos. O propósito final desta transformação é elevar a utilidade econômica destes recursos.

O conceito de eficiência é um fator chave em qualquer teoria de produção. O desejo de se produzir uma certa utilidade é externa ao sistema. Esta utilidade é a causa final e deve ser previamente definida. Uma vez que isto seja feito, o projeto do sistema e sua estrutura funcional devem alcançar o objetivo desejado através do uso de recursos disponíveis (capital, matéria-prima, mão-de-obra, etc) e usá-los de maneira eficiente. A Segunda Lei da Termodinâmica formula que não existe processo natural reversível. Isto significa que cada processo leva a uma degradação de recursos energéticos. É possível quantificar esta irreversibilidade através da exergia. A exergia de um sistema termodinâmico é a quantidade mínima de trabalho necessário para a produção de uma utilidade, iniciando de um estado de referência, onde este estado representa os recursos que a natureza disponibiliza em quantidade infinita e a um custo de extração zero (Lozano e Valero, 1988). Segundo Lozano e Valero (1993), apesar da exergia permitir quantificar as irreversibilidades de um sistema, ela não é suficiente para resolver o problema de determinação de custos para todos os fluxos físicos de uma instalação. Portanto, torna-se necessário introduzir uma nova função termodinâmica chamada “custo exergético” que representa a quantidade de exergia necessária para produzir um fluxo físico, tendo os componentes e produtos do sistema bem definidos. O custo exergético dependerá da estrutura do sistema (relações funcionais entre os componentes e os fluxos) e a performance dos componentes (eficiência exergética).

Considera-se “ R ” como o produto de um processo e “ F ” os recursos consumidos (combustível), ambos sendo avaliados em termos de suas exergias. Portanto, a seguinte equação pode ser escrita:

$$F - R = I \geq 0 \quad (3.1)$$

Na Eq. (3.1) o termo I , dado pelo Teorema de Gouy-Stodola, é a quantificação, em termos de destruição de exergia, da irreversibilidade do processo:

$$I = T_0 \cdot s_{gen} \quad (3.2)$$

A eficiência termodinâmica real será dada pela seguinte equação:

$$\eta_b = R / F \leq 1 \quad (3.3)$$

Este número adimensional, representado pela eficiência exergética, representa uma relação universal para avaliar a qualidade termodinâmica de um processo. O inverso da função eficiência, definida na equação anterior, representará o custo exergético unitário do produto:

$$k_R = F / R \geq 1 \quad (3.4)$$

Depois de determinada a relação conceitual entre a Segunda Lei da Termodinâmica, eficiência e custo exergético, a aplicação da TCE em sistemas em geral permitirá: (i) analisar a irreversibilidade ou ineficiência de um sistema, não importando o quanto complexo é este sistema (análise exergética); (ii) calcular os custos exergéticos dos fluxos internos e dos produtos finais (controle de custos); e (iii) avaliar o impacto no consumo de combustível causado pela operação incorreta de um dos componentes do sistema (auditoria exergética).

A avaliação final de um processo produtivo deve ser realizada em termos monetários, incorporando todos os recursos introduzidos dentro dos fluxos internos e dos produtos. Sistemas industriais com processo de transformação de energia são determinados por dois ambientes inter-relacionados: (i) o ambiente físico, que é composto pelos recursos naturais envolvidos e fluxos de massa e energia; e (ii) o ambiente econômico caracterizado por preços de mercado e custos de depreciação e manutenção de equipamentos.

Quando se analisa o processo de formação de custos dos fluxos internos e dos produtos de um sistema, levando em consideração apenas o ambiente físico, a variável relevante é o custo exergético, que informa a quantidade real de exergia necessária para produzi-los.

Quando o ambiente econômico é considerado, dois fatores adicionais são introduzidos: preços de mercado, que não são necessariamente ligados a exergia dos recursos processados; e os custos de aquisição (Z), depreciação e manutenção da instalação. Como exemplos de preços de mercado pode-se considerar tarifas de energia elétrica e gás natural.

3.2 Formulação

Dado um sistema com seus limites bem definidos e um nível de agregação que especifica os subsistemas que os constituem, o objetivo da TCE é obter o custo físico e monetário dos fluxos que estão inter-relacionados nesta estrutura.

3.2.1 Estrutura física

Um sistema é definido por subsistemas ligados uns aos outros e ao meio externo através de fluxos de massa, calor e trabalho. Pode-se apresentar como exemplo o problema CGAM introduzido no Capítulo 2, que tem sua estrutura física mostrada na Figura 2.3. O sistema CGAM tem como objetivo produzir vapor e energia elétrica através do fluxo externo de gás natural. O CGAM é composto por cinco subsistemas (câmara de combustão, compressor, turbina, pré-aquecedor e unidade geradora de vapor) e por dez fluxos que interligam estes subsistemas entre si e o meio externo.

A relação entre os fluxos e os subsistemas é inserida através da matriz incidência \mathbf{A} [$n \times m$], sendo n o número de subsistemas e m o número de fluxos. No caso de operação em regime permanente, é possível descrever os balanços de massa, energia e exergia como se pode ver nas equações a seguir, onde \mathbf{M} , \mathbf{E} e \mathbf{B} são vetores coluna de dimensões [m] os quais os elementos correspondem à massa, energia e exergia dos fluxos.

$$\mathbf{A} \times \mathbf{M} = 0 \quad (3.5)$$

$$\mathbf{A} \times \mathbf{E} = 0 \quad (3.6)$$

$$\mathbf{A} \times \mathbf{B} = \mathbf{D} \quad (3.7)$$

Quando o elemento j dos vetores \mathbf{M} , \mathbf{E} e \mathbf{B} corresponde a um fluxo de massa, m_j representa a massa, E_j a energia e B_j a exergia deste fluxo. O elemento D_j do vetor coluna \mathbf{D} de dimensão $[n]$ representa a exergia destruída devido às irreversibilidades internas.

$$E_j = m_j (h_j - h_{j,0}) \quad (3.8)$$

$$B_j = m_j \cdot [h_j - h_{j,0} - T_0 \cdot (s_j - s_{j,0})] \quad (3.9)$$

Quanto mais detalhada a definição da matriz incidência, maior são as possibilidades de analisar as causas das ineficiências da instalação. No entanto, uma matriz incidência muito detalhada implica em um aumento da complexidade no cálculo do vetor de exergia destruída \mathbf{D} . Portanto, faz-se necessário encontrar um nível de agregação ótimo, que fundamentalmente dependerá dos objetivos da análise em questão.

3.2.2 Estrutura produtiva

Um sistema é algo mais que uma série de subsistemas e fluxos. Cada subsistema tem uma função produtiva particular que contribuirá para alcançar a meta final da produção. Com o objetivo de definir esta função, deve ser claramente indicado quais fluxos constituem os produtos de um subsistema (R), quais são os recursos consumidos (F) e, finalmente, quais são as perdas (L), isto é, quais os fluxos que deixam o sistema e não são posteriormente utilizados. Para definir os F - R - L que melhor representam a função produtiva de um sistema, é necessário examinar as transformações energéticas que ocorrem nos subsistemas. A definição dos F - R - L deve seguir duas condições básicas mencionadas a seguir: todos os fluxos que entram ou deixam os subsistemas deverão aparecer na definição F - R - L apenas uma vez e todos os subsistemas deverão apresentar valores de F , R ou L positivos ou nulos de exergia. A Tabela 3.1 apresenta a estrutura produtiva do sistema CGAM. A função produtiva do subsistema câmara de combustão é aumentar a exergia do fluxo 3 através da energia contida no gás natural (fluxo 1). O componente compressor tem a função de aumentar a exergia do fluxo de ar (fluxo 0) através do trabalho mecânico (fluxo 7) proveniente da turbina. O produto fornecido pela câmara de combustão é consumido como combustível na turbina visando gerar trabalho mecânico (fluxo 7) e energia elétrica (fluxo 8). O pré-aquecedor de ar tem a função de aumentar a exergia do ar comprimido no compressor (fluxo 2) através da energia contida nos gases expandidos na turbina (fluxo 5). A função produtiva da unidade geradora de vapor é produzir vapor (fluxo 9) através da exergia contida nos gases de exaustão do fluxo 6.

Tabela 3.1 - Estrutura produtiva do sistema CGAM

Subsistema	<i>F</i>	<i>R</i>
Câmara de combustão	1	4 - 3
Compressor	7	2 - 0
Turbina	4 - 5	7 + 8
Pré-aquecedor	5 - 6	3 - 2
Unidade geradora de vapor	6	9
<i>Sistema CGAM</i>	<i>1</i>	<i>8+9</i>

3.2.3 Determinação do custo exergético

Lozano e Valero (1993) ressaltam que quando se faz uma análise da formação de custos dos fluxos internos e produtos de um sistema, levando em conta apenas considerações físicas, a variável relevante é o custo exergético (**B***), que informa a real quantia de exergia necessária para produzi-los. Os autores formulam um procedimento para determinação destes custos, através de quatro proposições:

P1- Se for considerado um problema genérico de uma planta térmica com a sua descrição através de matrizes, com n subsistemas e m fluxos, assumindo-se que a exergia destes fluxos é conhecida, o balanço de equações dos fluxos exergéticos dos n subsistemas fornecerão ao sistema n equações, onde **A** é a matriz incidência que representa a estrutura física da planta, conforme equação a seguir:

$$A \times B^* = 0 \quad (3.10)$$

O número de fluxos é normalmente maior que o número de componentes. Portanto, $(m-n)$ equações auxiliares serão necessárias para determinar os custos exergéticos dos fluxos. Em uma forma matricial, isto significa declarar elementos de uma nova matriz α (matriz produtiva) e um vetor coluna ω que informa ao sistema as equações auxiliares necessárias, conforme a seguinte equação:

$$\alpha \times B^* = \omega \quad (3.11)$$

Portanto, o sistema de equações necessário para o cálculo dos custos exergéticos dos fluxos pode ser formulado como nas equações a seguir:

$$A \times B^* = Y^* \quad (3.12)$$

$$A = [A/\alpha]^t \quad (3.13)$$

$$Y^* = [-Y^*/\omega]^t \quad (3.14)$$

P2- Na ausência de informação externa, os custos exergéticos dos fluxos que entram na planta são iguais a sua exergia:

$$B_j^* = B_j \quad (3.15)$$

Esta proposição permite formular tantas equações quanto o número de fluxos que entram no sistema.

P3- Todos os custos gerados pelo processo produtivo devem ser incluídos nos custos dos produtos finais. Na ausência de informações externas, deve-se atribuir um valor zero para os custos das perdas da planta:

$$B_j^* = 0 \quad (3.16)$$

Esta proposição permite formular uma equação para cada fluxo que deixa o sistema.

Se todos os componentes têm apenas um fluxo de saída que não é classificado como um fluxo de perda, então o problema está resolvido através da aplicação das proposições citadas anteriormente. Caso contrário, equações adicionais devem ser elaboradas para cada subsistema e com quantidade equivalente ao número de fluxos de saída. Neste ponto faz-se necessário utilizar a exergia para racionalmente atribuir custos, porque esta é a propriedade que nos permite comparar a equivalência dos fluxos de acordo com os princípios da Termodinâmica. As proposições adicionais são as seguintes:

P4a- Se um fluxo de saída de um subsistema é parte do combustível deste subsistema, então é considerado que o custo exergético unitário deste fluxo seja igual àquele do fluxo de entrada do qual ele provém. Por exemplo, aplica-se esta proposição para o subsistema turbina

apresentado no problema CGAM (Figura 2.3), onde o fluxo 5 faz parte do combustível do subsistema turbina e, portanto, possui o mesmo custo exergético unitário do fluxo de entrada do qual ele provém (fluxo 4):

$$k_5 = k_4 \quad (3.17)$$

$$\frac{B_5^*}{B_5} = \frac{B_4^*}{B_4} \quad (3.18)$$

P4b- Se um subsistema possui um produto composto por vários fluxos, então o mesmo custo exergético unitário será atribuído para todos estes fluxos. Isto é explicado pelo fato de que quando dois ou mais produtos são identificados no mesmo subsistema, o processo de formação destes fluxos são inseparáveis e indistinguíveis para o nível de agregação considerado e, portanto, deve ser atribuído a eles um custo proporcional a suas exergias. Tomando-se como exemplo novamente o subsistema turbina do problema CGAM (Figura 2.3), os fluxos 7 e 8 formam os produtos da turbina, então o mesmo custo exergético unitário deve ser atribuído a estes fluxos:

$$k_7 = k_8 \quad (3.19)$$

$$\frac{B_7^*}{B_7} = \frac{B_8^*}{B_8} \quad (3.20)$$

3.2.4 Determinação do custo exergoeconômico

Quando os aspectos econômicos são considerados, introduzem-se dois fatores: preços de mercado, os quais não são necessariamente ligados à exergia dos produtos; e o custo de depreciação e manutenção da instalação necessário ao processo produtivo. A termodinâmica oferece soluções para quantificar, explicar e reduzir as irreversibilidades de um sistema energético, mas é incapaz de avaliar suas conseqüências econômicas utilizando as formulações existentes. A TCE faz uma ligação entre termodinâmica e economia. Esta teoria postula que o processo de formação dos custos exergéticos dos produtos acontece paralelamente ao contínuo processo de degradação dos recursos energéticos. O resultado é um rigoroso procedimento que calcula os custos exergoeconômicos de todos os fluxos do sistema baseado em uma matriz de custos que define as interações do sistema de um ponto de vista

termoeconômico. Portanto, o custo exergoeconômico de um fluxo é a combinação de duas contribuições: a primeira está relacionada ao custo da exergia que entra na planta e é necessária para produzir este fluxo (custo exergético); e a segunda está relacionada aos outros custos monetários, gerados pelo processo produtivo e associados com a sua aquisição (capital, manutenção, etc).

Tsatsaronis e Winhold (1985) utilizaram este procedimento pela primeira vez para avaliar custos monetários de fluxos físicos internos e de produtos de plantas complexas. De acordo com os autores, pode-se escrever o balanço de custos exergoeconômicos de um componente da instalação da seguinte maneira:

$$\Pi_F + Z = \Pi_R \quad (3.21)$$

Onde Π_F (Π_R) representa o custo exergoeconômico dos fluxos de combustível (produto) do componente e Z representa a contribuição dos fatores não-exergéticos. Considerando as equações descritas anteriormente para todos os componentes da planta, obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$A \times \Pi = -\dot{Z} \quad (3.22)$$

Onde o vetor coluna Π representa as incógnitas custo exergoeconômico dos fluxos, Π_j . Da mesma forma que para os custos exergéticos, $(m-n)$ equações auxiliares são necessárias para achar os custos exergoeconômicos dos fluxos, onde o vetor Π_{ext} representa a informação econômica externa dos fluxos que entram na planta, conforme as equações a seguir:

$$\alpha \times \Pi = \Pi_{ext} \quad (3.23)$$

$$\Pi_{ext,j} = c_j \cdot \omega_j \quad (3.24)$$

As equações auxiliares devem ser formuladas usando as proposições P2, P3, P4a e P4b. O problema matemático para o cálculo dos custos exergoeconômicos dos fluxos da planta requer a resolução do sistema de equações proposto a seguir, onde Z é o vetor que contém as informações econômicas externas:

$$A \times \Pi = Z \quad (3.25)$$

$$Z = \left[-\dot{Z} / \Pi_{ext} \right]^t \quad (3.26)$$

Com a aplicação desta metodologia é possível identificar onde as ineficiências dos processos são geradas, e também quantificar, em unidade monetária, os efeitos da ineficiência de cada componente e sua influência no custo final dos produtos. Através destas informações uma correta avaliação da planta pode ser realizada, obtendo-se uma redução de custos com combustível associada à melhora na eficiência de um determinado componente. A Figura 3.1 ilustra graficamente a ligação entre termodinâmica e economia através da aplicação da TCE, ou seja, apresenta o procedimento de cálculo dos custos econômicos e exergéticos utilizando a matriz de custos A.

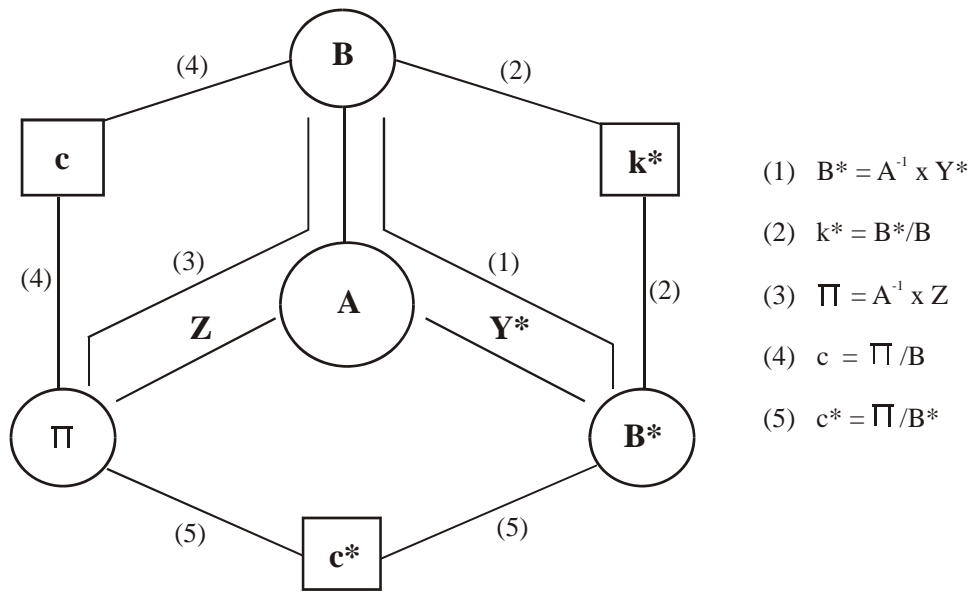


Figura 3.1 – Diagrama representativo da TCE.

Alguns comentários relevantes ao processo produtivo de plantas de utilidades são feitos nas seções a seguir:

3.2.5 Informações externas

Até agora, consideraram-se apenas plantas e/ou sistemas isolados, ou seja, sem interligação física ou econômica com outras plantas e/ou sistemas. Os efeitos desta interligação nos custos de uma análise exergoeconômica podem ser introduzidos através da

alteração do vetor de informação externa. De qualquer modo, a matriz incidência de custos permanece inalterada. Alguns casos relevantes são citados a seguir.

3.2.5.1 Amortização Exergética

No balanço dos custos exergéticos, não foi considerado o fato das unidades que formam uma instalação serem produtos funcionais e, portanto, possuírem seus próprios custos exergéticos. Com o objetivo de manter estas unidades em boas condições de operação, exergia adicional é requerida. Depois da determinação dos custos exergéticos das unidades, faz-se necessário distribuir estes custos por toda a vida útil da planta. Desta maneira, é possível obter, através de métodos convencionais, um vetor de dimensão $[n]$ que corresponde à amortização exergética das unidades. De maneira similar, um vetor de manutenção exergética pode ser obtido. É possível reformular os balanços de custos exergéticos de uma instalação (proposição P1) através da seguinte soma vetorial:

$$Y^* = Y_A + Y_M \quad (3.27)$$

3.2.5.2 Resíduos

Alguns fluxos de perda, isto é, os fluxos que deixam a planta e não são posteriormente utilizados, necessitam de exergia adicional para sua disposição no ambiente. Pode-se citar como exemplo as cinzas de uma caldeira a carvão, que necessitam de unidades adicionais para a coleta e tratamento. Portanto, a remoção destas cinzas de uma caldeira a carvão acarreta em um custo exergético igual a R^* . Desta maneira, a equação resultante da aplicação da proposição P3 para este fluxo de perdas (resíduos) leva a seguinte equação:

$$\omega = -R^* \quad (3.28)$$

3.2.5.3 Combustíveis

Os valores de exergia dos fluxos de combustível, ou seja, os recursos consumidos por uma instalação industrial são representados pelo desequilíbrio termodinâmico com o ambiente. Mas quando se utiliza carvão em uma caldeira, por exemplo, o seu custo exergético de recursos primários V^* é maior que a sua própria exergia, pois o seu processamento (extração, armazenagem, transporte, etc) deve ser considerado. Para incorporar esta exergia adicional aos custos exergéticos dos fluxos e produtos da planta, deve-se aplicar a proposição P2 ao fluxo de carvão, de acordo com a seguinte equação:

$$\omega = V * \quad (3.29)$$

3.2.5.4 Componentes dissipativos

Algumas unidades são caracterizadas pela ausência de produção que pode ser quantificada em termos de exergia. A utilidade destas unidades está na interação com outras unidades da planta e objetivam a obtenção de diversos produtos em comum. Esta interação muitas vezes resulta em uma maior produção ou eficiência como, por exemplo, a utilização de um condensador em uma planta termelétrica. Em outras situações, a presença de unidades dissipativas é essencial para a planta ter capacidade de operar. A existência destas unidades obriga expandir as regras de alocação de custos. No entanto, nenhuma regra geral para unidades dissipativas foi determinada. Desta maneira, os custos das irreversibilidades associadas com a operação destas unidades devem ser taxados como combustível de unidades produtivas. O conceito de neguentropia tem como idéia identificar um “produto” nas unidades dissipativas.

CAPÍTULO 4

4 O SISTEMA DE COGERAÇÃO

4.1 Descrição do sistema

O sistema de cogeração consiste principalmente em uma microturbina com uma capacidade nominal de geração elétrica de 28 kW_e e uma máquina de refrigeração por absorção com uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 30 kW. Outros componentes relevantes do sistema são o trocador de calor e a torre resfriamento. O trocador de calor é usado para aproveitar a energia dos gases de exaustão da microturbina no aquecimento de um fluxo de água que abastecerá a máquina de refrigeração. A torre de resfriamento é usada para resfriar o absorvedor e condensador da máquina de refrigeração. O esquema básico do sistema é mostrado na Figura 4.1. Uma descrição detalhada de cada componente é apresentada a seguir.

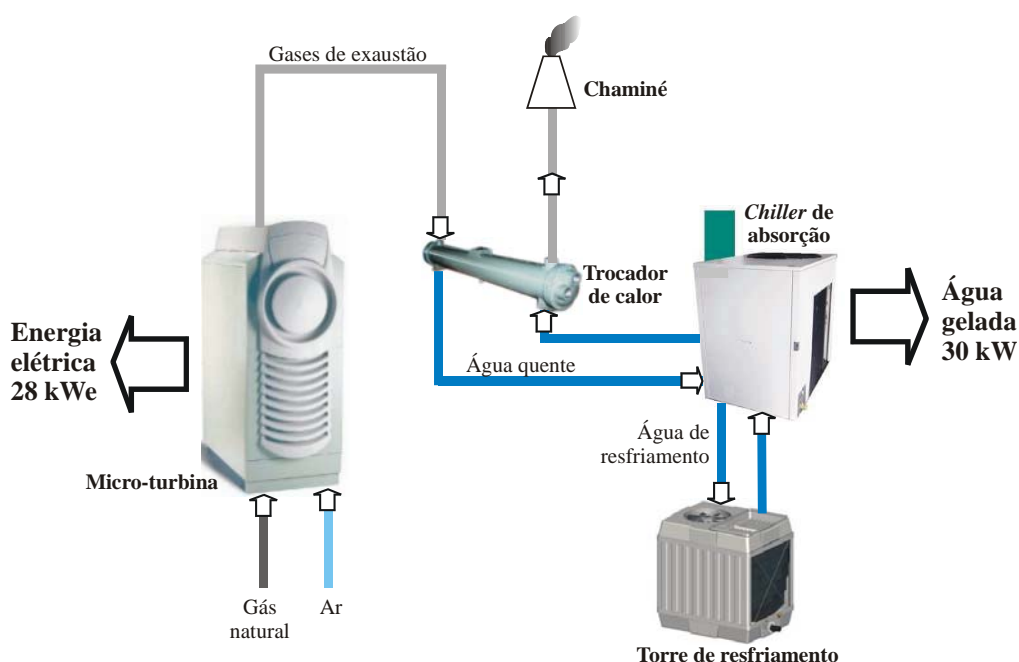


Figura 4.1 – Esquema básico do sistema de cogeração.

4.2 Microturbina

A microturbina, modelo Capstone C30 LP, tem uma capacidade nominal de geração elétrica de 28 kW_e nas condições ISO (15°C, 101,3 kPa, 60% U.R.) e é desenvolvida e fabricada pela Capstone Turbine Corporation. A Capstone C30 é compacta e apresenta cerca de 85 kW de energia térmica para aplicações de cogeração.

As partes principais de uma microturbina são: compressor; pré-aquecedor de ar; câmara de combustão; turbina; e alternador. Os componentes giratórios estão montados em um único eixo, suportados por mancais aerostáticos. Este eixo comanda todas as partes rotatórias da turbina. O alternador é resfriado pelo fluxo do ar de entrada no compressor. A microturbina não utiliza fluido refrigerante/lubrificante, bomba, caixa de câmbio ou algum outro subsistema mecânico.

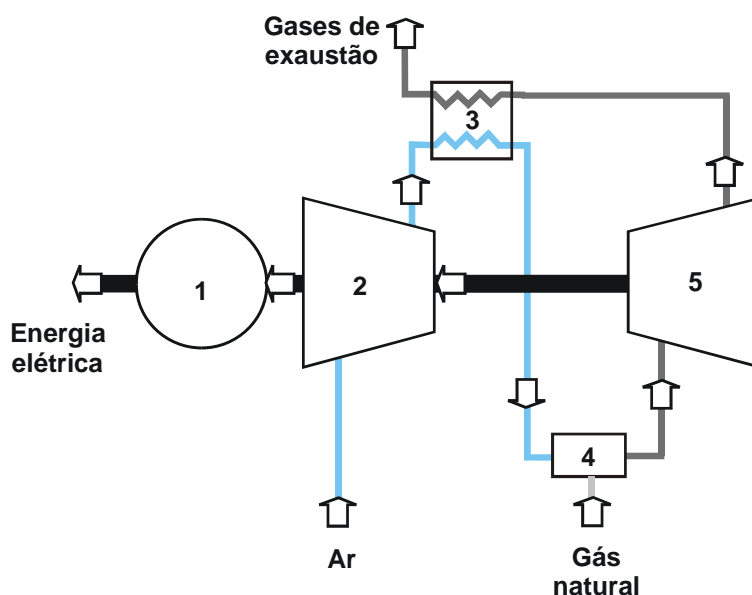


Figura 4.2 – Esquema de funcionamento da microturbina.

A Figura 4.2 ilustra o funcionamento de uma microturbina. Inicialmente o ar é comprimido no compressor (2). Depois da compressão, o ar é pré-aquecido (3) por transferência de energia com os gases exaustão da turbina. A idéia do pré-aquecimento consiste em aumentar a temperatura do fluxo de ar e, conseqüentemente, melhorar a eficiência termodinâmica do ciclo. Na câmara de combustão (4) o ar e o combustível são misturados e ocorre a combustão, alcançando temperaturas na faixa de 700 a 900 °C. O gás quente e pressurizado é então expandido na turbina (5) que fornecerá trabalho mecânico ao alternador

(1) e também ao compressor (2). A Figura 4.3 mostra os diversos componentes da microturbina ilustrados em seção de corte.

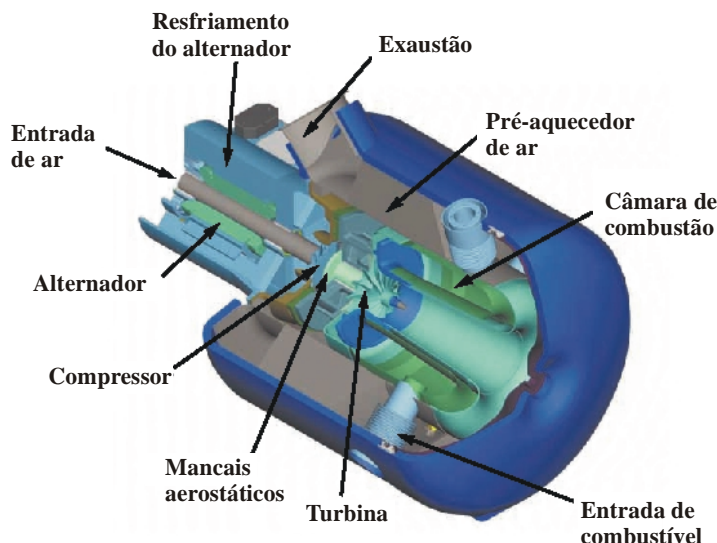


Figura 4.3 – Vista em seção de corte da microturbina.

A energia dos gases de exaustão pode ser aproveitada para sistemas de cogeração, tanto para aquecimento quanto para refrigeração. O sistema apresenta baixas emissões de NO_x e não necessita de catalisadores pós-combustão. O sinal de saída do alternador tem frequência variável (50/60 Hz) e é trifásico com corrente alternada. A velocidade de rotação é tipicamente muito alta em uma microturbina, alcançando valores próximos de 96.000 rpm. A eficiência elétrica é muito suscetível a variações de condições ambientais como temperatura, pressão atmosférica e umidade relativa do ar. Nas condições ISO (15°C, 101,3 kPa, 60% U.R.) essa eficiência chega a um valor próximo de 25%. Mais informações técnicas a respeito da microturbina podem ser encontradas no Apêndice 1.

4.3 Trocador de calor

O trocador de calor considerado é do tipo casco e tubos. Os parâmetros de projeto do trocador de calor foram selecionados considerando-se carga máxima de refrigeração da máquina de absorção (29,8 kW) e são apresentados na Tabela 4.1. Os parâmetros de projeto do trocador consideram que a microturbina esteja operando nas condições ISO e com carga nominal de operação (28 kWe).

Tabela 4.1 – Parâmetros de projeto para o trocador de calor tipo casco e tubos.

Parâmetros	Casco	Tubo
Fluido	Gás	Água
Fluxo de massa [kg/s]	0,3	1,1
Temperatura de entrada [°C]	260	85
Temperatura de saída [°C]	-	95

4.4 Máquina de refrigeração por absorção

Existem diversos tipos de sistemas de refrigeração por absorção. Eles podem ser divididos em grupos, dependendo do par absorvente/refrigerante utilizado. O sistema aplicado neste trabalho é de simples estágio que utiliza brometo de lítio/água, onde o brometo de lítio é o fluido absorvente e a água é o fluido refrigerante. A seguir é apresentada uma breve descrição dos componentes de um sistema simples de brometo de lítio e água:

- *Condensador*: o refrigerante é condensado liberando calor.
- *Dispositivo de expansão*: a pressão do refrigerante é reduzida da pressão de condensação para a pressão de evaporação.
- *Evaporador*: o refrigerante evapora, retirando calor do local que está sendo refrigerado.

Os componentes listados acima também são utilizados em sistemas de compressão de vapor, que utiliza compressores mecânicos para proceder a circulação de refrigerante pelo sistema. A Figura 4.4 mostra um sistema simples de refrigeração por absorção que utiliza uma solução de brometo de lítio e água como par absorvente/refrigerante. Em um sistema de absorção, o compressor mecânico é substituído por um “compressor térmico”. O “compressor térmico” usa calor ao invés de energia elétrica para circular o refrigerante pelo sistema (Gosney, 1982). O “compressor térmico” consiste nos seguintes componentes:

- *Absorvedor*: o vapor de refrigerante é absorvido pelo fluido absorvente. A solução de absorvente e refrigerante forma uma fase líquida. A liquefação libera calor que é transferido para a água resfriamento.
- *Bomba de solução*: a solução é bombeada do absorvedor para o gerador. O líquido tem um volume muito menor que uma massa equivalente de vapor, portanto o trabalho utilizado pela bomba é apenas uma pequena fração do trabalho que seria requerido por um compressor para elevar a pressão do vapor da pressão de evaporação para a pressão de condensação. Por outro lado, faz-se necessário um fluxo de calor no gerador.
- *Gerador*: a solução líquida é aquecida, causando evaporação do refrigerante que é direcionado ao condensador.

- *Trocador de calor da solução:* a solução fria proveniente do absorvedor é aquecida por transferência de calor pela solução quente que deixa o gerador. O trocador de calor tem duas funções, descritas a seguir: (i) o pré-aquecimento da solução pobre em brometo de lítio (\dot{m}_w) que chega ao gerador, reduzindo a quantidade de calor requerida pela fonte de calor; e (ii) o resfriamento da solução quente proveniente do gerador para que a mesma seja capaz de absorver o vapor no absorvedor. No entanto, existe o risco de resfriar muito a solução forte em brometo de lítio (\dot{m}_s). Sob algumas condições de operação, a solução que deixa o trocador de calor é tão concentrada que pode sofrer cristalização se a solução for resfriada à temperatura de absorção.
- *Dispositivo de expansão:* a pressão da solução é reduzida. Esta diferença de pressão entre o nível alto (gerador e condensador) e o nível baixo (evaporador e absorvedor) deve ser mantida através de válvulas de expansão ou restrições nos dutos que alimentam o evaporador com água e nos dutos que alimentam o absorvedor com solução.

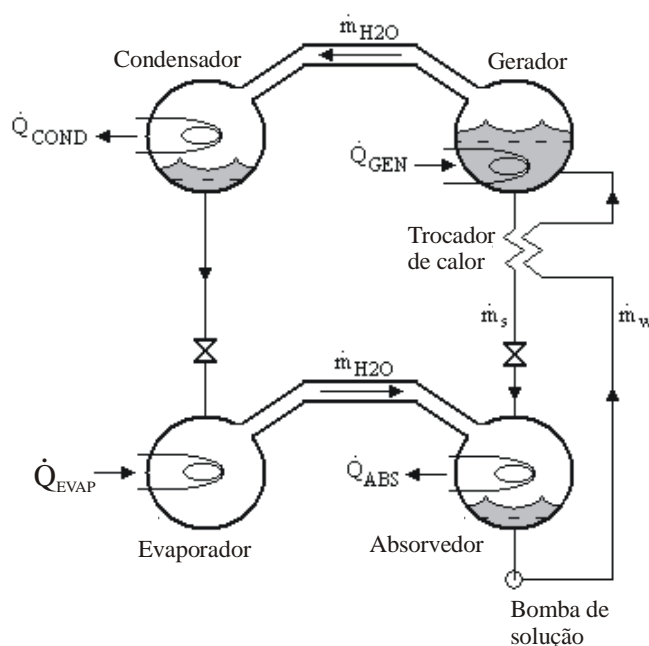


Figura 4.4 – Esquema de um sistema simples de refrigeração por absorção utilizando uma solução de brometo de lítio e água.

A máquina de refrigeração por absorção utilizada neste trabalho é de simples estágio, a qual utiliza água quente como fonte de calor e é montada em dois cascos, conforme ilustrado

na Figura 4.5. A máquina de absorção tem uma capacidade nominal de refrigeração de 29,8 kW ($\pm 5\%$) com uma temperatura de entrada de água de 95 °C e fluxo de massa de 1,1 kg/s. Mais especificações para a máquina de refrigeração na capacidade nominal de operação são mostradas na Tabela 4.2. Especificações mais detalhadas são mostradas no Apêndice 2.

Tabela 4.2 – Especificações da máquina de refrigeração.

Fluxo	Temperatura [°C]	Fluxo de massa [kg/s]
Entrada de água quente	95	1,1
Saída de água quente	85	1,1
Entrada de água gelada	12,2	1,3
Saída de água gelada	6,7	1,3
Entrada de água de resfriamento	29,4	2,5
Saída de água de resfriamento	35,9	2,5

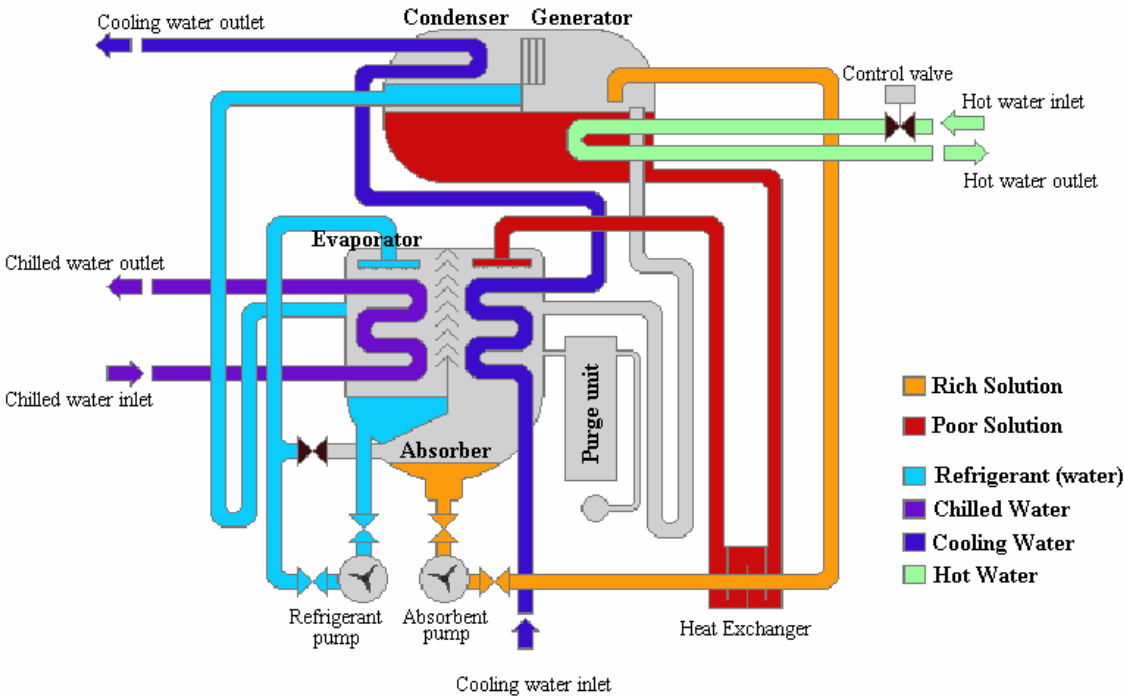


Figura 4.5 – Configuração esquemática da máquina de refrigeração.

4.5 Torre de resfriamento

A máquina de refrigeração por absorção libera calor tanto pelo condensador quanto pelo absorvedor. Visando resfriar a máquina de refrigeração, é necessário um fluxo contínuo de água fria. Neste caso, o fluxo de água fria é gerado através de uma torre de resfriamento úmida. Neste tipo de torre de resfriamento, um ventilador sopra ar ambiente no fluxo de água a ser resfriado. Este processo causa vaporização de uma parcela da água. O calor fornecido para a vaporização é retirado do fluxo de água que permanece no circuito, o qual tem sua temperatura reduzida.

A torre de resfriamento considerada neste trabalho é fabricada no Brasil pela HD-Hidrotermica, apresentada na Figura 4.6. A torre de resfriamento é basicamente construída de fibra de vidro e tem as seguintes dimensões: 0,93 x 1,43 x 2,17 m. A capacidade de resfriamento é de aproximadamente 77 kW. A torre foi projetada para um fluxo de água de entrada à temperatura de 36,5 °C e um fluxo de água de saída à temperatura de 29,5 °C em uma temperatura de bulbo úmido de 26 °C. A perda de água devido ao processo de vaporização é de aproximadamente 1 %.

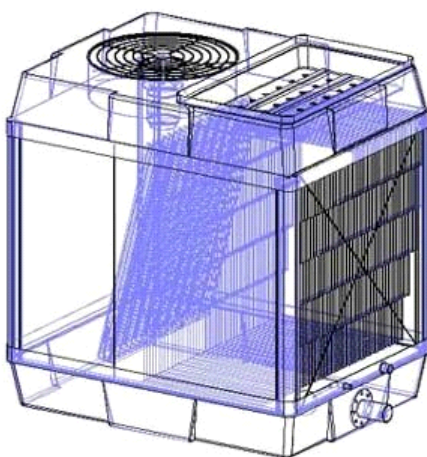


Figura 4.6 – Torre de resfriamento.

CAPÍTULO 5

5 ANÁLISE TERMODINÂMICA

O procedimento de cálculo consiste na resolução de um sistema de equações baseado na Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica e Conservação de Massa, levando em consideração os principais equipamentos da planta de cogeração. As propriedades de estado termodinâmico em todos os pontos de interesse, assim como os balanços de massa e energia do modelo físico do sistema de cogeração foram calculados através do programa *Engineering Equation Solver* – EES (Klein and Alvarado, 2002). A estrutura física da planta de cogeração é apresentada na Figura 5.1, onde todos os “fluxos” levados em consideração nesta análise estão numerados de 1 a 29. As condições de referência foram definidas como $T_0=25^\circ\text{C}$ e $P_0=101,3\text{ kPa}$.

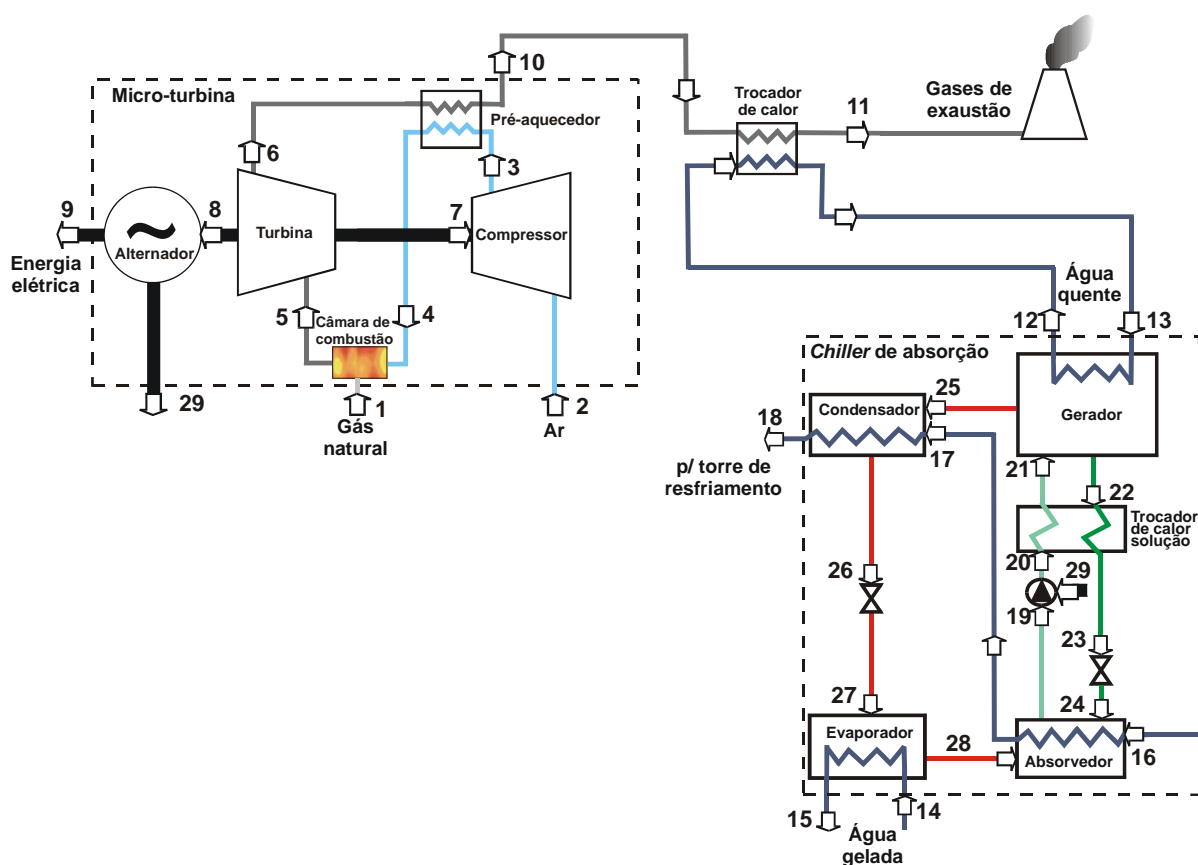


Figura 5.1 – Configuração do sistema de cogeração.

5.1 Modelo físico da microturbina

Para efeito de simplificação, é considerado que o ar e os gases de combustão se comportam como gases ideais. De acordo com a literatura relacionada à Termodinâmica, as equações que regem o modelo físico para os componentes da microturbina são apresentadas a seguir.

5.1.1 Compressor de ar (AC)

As equações consideradas para a simulação do compressor de ar são:

$$T_3^K = T_2^K \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ise,AC}} \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} \quad (5.1)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad (5.2)$$

onde sobrescrito “K” indica que as respectivas temperaturas são dadas na escala Kelvin, a pressão P_2 é considerada igual à pressão atmosférica e a temperatura do fluxo 2 é a mesma do estado de referência ($T_2 = 25^\circ\text{C}$). A eficiência isentrópica do compressor de ar é representada por $\eta_{ise,AC}$ e $\gamma_a(T_2)$ é a razão de calor específico do ar.

5.1.2 Câmara de combustão (CC)

As equações consideradas para a simulação da câmara de combustão são:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 + \dot{m}_4 \quad (5.3)$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_1 \cdot PCI = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_{loss,CC} \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{loss,CC} = \dot{m}_1 \cdot PCI \cdot (1 - \eta_{CC}) \quad (5.5)$$

$$P_5 = P_4 \cdot (1 - \Delta P_{CC}) \quad (5.6)$$

O combustível utilizado é o gás natural, onde PCI é o seu respectivo poder calorífico inferior. ΔP_{CC} é a perda de carga, em %, na câmara de combustão e η_{CC} é a eficiência da câmara de combustão.

5.1.3 Pré-aquecedor de ar (APH)

As equações consideradas para a simulação do pré-aquecedor de ar são:

$$\varepsilon_{APH} = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_3} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) = \eta_{APH} \cdot \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{10}) \quad (5.8)$$

$$P_4 = P_3 \cdot (1 - \Delta P_{a,APH}) \quad (5.9)$$

$$P_{10} = P_6 \cdot (1 - \Delta P_{g,APH}) \quad (5.10)$$

onde $\Delta P_{a,APH}$ e $\Delta P_{g,APH}$ são as perdas de carga, em %, dos fluxos de ar e de gases de combustão, respectivamente. Para o cálculo da efetividade do trocador de calor considera-se que $\dot{m}_3 \cdot cp_a \approx \dot{m}_6 \cdot cp_g$. A eficiência de troca de calor considerada, η_{APH} , é de 98%.

5.1.4 Turbina a gás (GT)

As equações consideradas para a simulação da turbina a gás são:

$$T_6^K = T_5^K \cdot \left\{ 1 - \eta_{ise,GT} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\} \quad (5.11)$$

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) \quad (5.12)$$

$$\dot{W}_8 = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (5.13)$$

onde $\eta_{ise,GT}$ é a eficiência isentrópica da turbina a gás e $\gamma_g(T_5)$ representa a razão de calor específico dos gases.

5.1.5 Alternador (ALT)

A equação considerada para a simulação do alternador é:

$$\dot{W}_9 + \dot{W}_{29} = \dot{W}_8 \cdot \eta_{ALT} \quad (5.14)$$

onde η_{ALT} é a eficiência do alternador.

5.2 Modelo físico do trocador de calor (HX)

Para a modelagem do trocador de calor as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (5.15)$$

$$\dot{Q}_{HX, \max} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{12}) \quad (5.16)$$

$$\varepsilon_{HX} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{\dot{Q}_{HX, \max}} \quad (5.17)$$

$$\Delta TLM_{HX} = \frac{T_{10} - T_{13} - (T_{11} - T_{12})}{\ln \left(\frac{T_{10} - T_{13}}{T_{11} - T_{12}} \right)} \quad (5.18)$$

$$UA_{HX} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{\Delta TLM_{HX}} \quad (5.19)$$

$$P_{13} = P_{12} \cdot (1 - \Delta P_{H2O, HX}) \quad (5.20)$$

$$P_{11} = P_{10} \cdot (1 - \Delta P_{g, HX}) \quad (5.21)$$

onde ε_{HX} é a efetividade, ΔTLM_{HX} é a temperatura média logarítmica e UA_{HX} é o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor. As perdas de carga, em %, dos fluxos de água e gás são, respectivamente, $\Delta P_{H_2O,HX}$ e $\Delta P_{g,HX}$.

5.3 Modelo físico da máquina de refrigeração por absorção

O comportamento termodinâmico da máquina de refrigeração foi simulado através de balanços de massa e energia aplicados a cada componente. O sistema de equações descreve um modelo simplificado da configuração real, mostrada na Figura 4.5. Como pode ser visto na Figura 5.1, a única bomba considerada é a bomba de solução. A bomba de refrigerante tem influência pequena desde que evaporação completa seja assumida no evaporador. A unidade de purga também foi desprezada. Assume-se que não ocorram infiltrações do ambiente para o interior da máquina de refrigeração. As seguintes suposições também foram consideradas na simulação do modelo físico da máquina de absorção:

- (i) O estado do refrigerante que deixa o condensador é líquido saturado;
- (ii) O estado do refrigerante que sai do evaporador é vapor saturado;
- (iii) As soluções de brometo de lítio e água no gerador e no absorvedor estão em equilíbrio nas suas respectivas temperaturas e pressões;
- (iv) As perdas de carga em todos o trocadores de calor e tubos são desprezadas;
- (v) O componente evaporador é adiabático;
- (vi) A bomba de solução é isentrópica.

Os balanços de massa para a solução e para o brometo de lítio (LiBr) são apresentados nas seguintes equações:

$$\dot{m}_W = \dot{m}_S + \dot{m}_{25} \quad (5.22)$$

$$X_W \cdot \dot{m}_W = X_S \cdot \dot{m}_S \quad (5.23)$$

Onde \dot{m}_W e \dot{m}_S são os fluxos de massa das soluções com fraca e forte concentração de LiBr, respectivamente. X_W e X_S representam as concentrações fraca e forte de LiBr, respectivamente.

As equações aplicadas aos componentes da máquina de refrigeração por absorção são apresentadas a seguir. As equações de efetividade dos trocadores de calor são dadas por Herold, Rademacher e Klein (2003).

5.3.1 Gerador (GEN)

Para a modelagem do gerador da máquina de refrigeração as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{GEN} + \dot{m}_w \cdot h_{21} - \dot{m}_{25} \cdot h_{25} - \dot{m}_s \cdot h_{22} = 0 \quad (5.24)$$

$$\dot{Q}_{GEN} = \eta_{GEN} \cdot \dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (5.25)$$

$$\varepsilon_{GEN} = \frac{T_{13} - T_{12}}{T_{13} - T_{25}} \quad (5.26)$$

$$\Delta TLM_{GEN} = \frac{T_{13} - T_{22} - (T_{12} - T_{25})}{\ln\left(\frac{T_{13} - T_{22}}{T_{12} - T_{25}}\right)} \quad (5.27)$$

$$UA_{GEN} = \frac{\dot{Q}_{GEN}}{\Delta TLM_{GEN}} \quad (5.28)$$

5.3.2 Condensador (COND)

Para a modelagem do condensador as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{COND} - \dot{m}_{17} \cdot (h_{18} - h_{17}) = 0 \quad (5.29)$$

$$\dot{Q}_{COND} = \eta_{COND} \cdot \dot{m}_{25} \cdot (h_{25} - h_{26}) \quad (5.30)$$

$$\varepsilon_{COND} = \frac{T_{17} - T_{18}}{T_{17} - T_{26}} \quad (5.31)$$

$$\Delta TLM_{COND} = \frac{T_{26} - T_{17} - (T_{26} - T_{18})}{\ln\left(\frac{T_{26} - T_{17}}{T_{26} - T_{18}}\right)} \quad (5.32)$$

$$UA_{COND} = \frac{\dot{Q}_{COND}}{\Delta TLM_{COND}} \quad (5.33)$$

5.3.3 Evaporador (EVAP)

Para a modelagem do evaporador as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{27} \cdot (h_{28} - h_{27}) = \dot{m}_{14} \cdot (h_{14} - h_{15}) \quad (5.34)$$

$$\varepsilon_{EVAP} = \frac{T_{14} - T_{15}}{T_{14} - T_{28}} \quad (5.35)$$

$$\Delta TLM_{EVAP} = \frac{T_{14} - T_{28} - (T_{15} - T_{28})}{\ln\left(\frac{T_{14} - T_{28}}{T_{15} - T_{28}}\right)} \quad (5.36)$$

$$UA_{EVAP} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\Delta TLM_{EVAP}} \quad (5.37)$$

5.3.4 Absorvedor (ABS)

Para a modelagem do absorvedor as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{ABS} - \dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16}) = 0 \quad (5.38)$$

$$\dot{Q}_{ABS} = \eta_{ABS} \cdot (\dot{m}_{28} \cdot h_{28} + \dot{m}_S \cdot h_{24} - \dot{m}_W \cdot h_{19}) \quad (5.39)$$

$$\varepsilon_{EABS} = \frac{T_{17} - T_{16}}{T_{24} - T_{16}} \quad (5.40)$$

$$\Delta TLM_{ABS} = \frac{T_{24} - T_{17} - (T_{19} - T_{16})}{\ln\left(\frac{T_{24} - T_{17}}{T_{19} - T_{16}}\right)} \quad (5.41)$$

$$UA_{ABS} = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\Delta TLM_{ABS}} \quad (5.42)$$

5.3.5 Bomba de solução (PUMP)

Para a modelagem da bomba de solução a seguinte equação foi considerada:

$$\dot{W}_{29} \cdot \eta_{PUMP} = \dot{m}_W (h_{20} - h_{19}) = \dot{m}_W \cdot v_{19} \cdot (P_{20} - P_{19}) \quad (5.43)$$

onde η_{PUMP} é a eficiência mecânica da bomba e v_{19} é o volume específico da solução de LiBr/H₂O do fluxo 19.

5.3.6 Trocador de calor da solução (CHX)

Para a modelagem do trocador de calor da solução as seguintes equações foram consideradas:

$$\dot{Q}_{CHX} = \eta_{CHX} \cdot \dot{m}_S \cdot (h_{22} - h_{23}) \quad (5.44)$$

$$\dot{Q}_{CHX, \max} = \dot{m}_S \cdot (h_{22} - h_{20}) \quad (5.45)$$

$$\varepsilon_{CHX} = \frac{\dot{Q}_{CHX}}{\dot{Q}_{CHX, \max}} \quad (5.46)$$

$$\Delta TLM_{CHX} = \frac{T_{22} - T_{21} - (T_{23} - T_{20})}{\ln\left(\frac{T_{22} - T_{21}}{T_{23} - T_{20}}\right)} \quad (5.47)$$

$$UA_{CHX} = \frac{\dot{Q}_{CHX}}{\Delta TLM_{CHX}} \quad (5.48)$$

5.4 Dados de entrada

Os dados de entrada relativos à microturbina que foram retirados de catálogos da fabricante Capstone são apresentados na Tabela 5.1. Os valores de algumas variáveis relevantes ao modelo físico da microturbina foram estimados e são apresentados na Tabela 5.2

Tabela 5.1 – Dados de entrada fornecidos pelo fabricante da microturbina.

Nome da variável	Símbolo	Valor [unidade]
Temperatura dos gases de exaustão	T_{10}	270,2 [°C]
Potência elétrica da microturbina	$\dot{W}_9 + \dot{W}_{29}$	26,2 [kW]
Pressão de entrada de combustível	P_I	300 [kPa]
Fluxo de massa dos gases de combustão	$\dot{m}_{5,6,10}$	0,2992 [kg/s]
Fluxo de massa de combustível	\dot{m}_1	0,00235 [kg/s]

Tabela 5.2 – Valores estimados de variáveis do modelo físico da microturbina.

Nome da variável	Símbolo	Valor [unidade]
Efetividade do pré-aquecedor de ar	ε_{APH}	81 [%]
Eficiência isentrópica do compressor	$\eta_{ise,AC}$	80 [%]
Eficiência do alternador	η_{ALT}	98 [%]
Eficiência de 1ª Lei da câmara de combustão	η_{CC}	99 [%]
Eficiência de 1ª Lei do compressor	η_{AC}	99 [%]
Eficiência de 1ª Lei da turbina	η_{GT}	99 [%]
Eficiência de 1ª Lei do pré-aquecedor de ar	η_{APH}	96,5 [%]
Eficiência de 1ª Lei do trocador de calor	η_{HX}	85 [%]
Perda de carga na câmara de combustão	ΔP_{CC}	5 [%]
Perda de carga no pré-aquecedor (fluxo de ar)	$\Delta P_{a,APH}$	5 [%]
Perda de carga no pré-aquecedor (fluxo de gás)	$\Delta P_{g,APH}$	3 [%]
Perda de carga no trocador de calor (fluxo de água)	$\Delta P_{H_2O,HX}$	5 [%]
Perda de carga no trocador de calor (fluxo de gás)	$\Delta P_{g,HX}$	3 [%]
Poder calorífico inferior do gás natural	PCI	47680 [kJ/kg]

Os dados de entrada fornecidos pelo fabricante para a modelagem da máquina de refrigeração são mostrados na Tabela 5.3. Para a simulação do modelo físico da máquina de refrigeração no programa EES, foi necessário realizar uma calibração de algumas variáveis. O fabricante forneceu dados de um caso onde a capacidade de refrigeração é máxima. A calibração da simulação no EES é realizada fixando os fluxos de massa e temperaturas, mostradas na Tabela 5.3, como dados de entrada do modelo.

Tabela 5.3 – Dados de entrada fornecidos pelo fabricante da máquina de refrigeração.

Nome da variável	Símbolo	Valor [unidade]
Fluxo de massa do circuito de água quente	\dot{m}_{13}	1,097 [kg/s]
Fluxo de massa do circuito de água gelada	\dot{m}_{14}	1,279 [kg/s]
Fluxo de massa do circuito de água de resfriamento	\dot{m}_{16}	2,519 [kg/s]
Temperatura de entrada da água quente no gerador	T_{13}	95 [°C]
Temperatura de entrada da água gelada no evaporador	T_{14}	12,2 [°C]
Temperatura de entrada da água de resfriamento	T_{16}	29,4 [°C]
Potência elétrica da bomba de solução	\dot{W}_{29}	0,001281 [kW]

Agora, com a alteração de algumas variáveis de entrada, as temperaturas de saída para os fluxos de água de resfriamento, água gelada e água quente podem ser calculadas para apresentarem os mesmos valores dos dados fornecidos pelo fabricante. Então, os novos dados de entrada do modelo físico passam a ser os coeficientes globais de transferência de calor (UA) dos componentes da máquina de absorção (gerador, condensador, absorvedor, trocador de calor de solução e evaporador). Após calibração, simulação e comparação dos resultados do modelo físico com os dados do fabricante, torna-se evidente a necessidade de assumir perdas nas trocas de calor dos componentes da máquina de refrigeração. A Tabela 5.4 apresenta os valores assumidos, após a calibração do modelo, das variáveis de entrada para a simulação da máquina de refrigeração por absorção.

Tabela 5.4 – Valores estimados de variáveis do modelo físico da máquina de refrigeração.

Nome da variável	Símbolo	Valor [unidade]
Coeficiente global de transferência de calor do gerador	UA_{GEN}	4 [kW/°C]
Coeficiente global de transferência de calor do condensador	UA_{COND}	4,7 [kW/°C]
Coeficiente global de transferência de calor do evaporador	UA_{EVAP}	5 [kW/°C]
Coeficiente global de transferência de calor do absorvedor	UA_{ABS}	6,4 [kW/°C]
Coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor de solução	UA_{CHX}	0,64 [kW/°C]
Eficiência de 1ª Lei do gerador	η_{GEN}	95 [%]
Eficiência de 1ª Lei do condensador	η_{COND}	95 [%]
Eficiência de 1ª Lei do absorvedor	η_{ABS}	95 [%]
Eficiência de 1ª Lei do trocador de calor de solução	η_{CHX}	95 [%]
Eficiência mecânica da bomba de solução	η_{PUMP}	80 [%]

5.5 Análise da reação de combustão na microturbina

O combustível utilizado na câmara de combustão da microturbina é o gás natural proveniente da Bolívia. A Tabela 5.5 apresenta a composição molar deste combustível (SCGÁS, 2003). A composição do ar de referência considerada nesta análise é apresentada na Tabela 5.6.

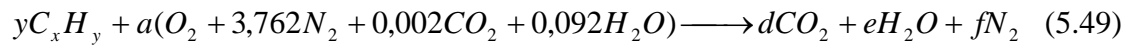
Tabela 5.5 – Composição molar do gás natural.

Substância	Fração molar (%)
CH ₄	89,0
C ₂ H ₆	6,4
C ₃ H ₈	1,6
C ₄ H ₁₀	0,6
C ₅ H ₁₂	0,3
C ₆ H ₁₄	0,1
CO ₂	0,8
N ₂	1,2

Tabela 5.6 – Composição molar do ar.

Substância	Fração molar (%)
O ₂	20,59
N ₂	77,48
H ₂ O	1,9
CO ₂	0,03

Para o cálculo dos produtos da combustão, foi considerada a Lei da Conservação das Espécies, levando em conta uma reação para cada hidrocarboneto presente no combustível (Tabela 5.5). Combustão completa com excesso de ar é assumida na câmara de combustão, sendo desprezado o fenômeno de dissociação química. A Equação 5.49 apresenta o balanço genérico para o cálculo da composição química dos produtos da combustão.



Os fluxos de massa dos elementos do ar dos reagentes são calculados seguindo as equações:

$$\dot{m}_{O_2,a,est} = \dot{m}_1 \cdot M_{O_2} \left(\sum_{C_xH_y} \frac{a_{C_xH_y} \cdot x_{C_xH_y,gn}}{M_{C_xH_y}} \right) \quad (5.50)$$

$$\dot{m}_{N_2,a,est} = \dot{m}_1 \cdot M_{N_2} \left(\sum_{C_xH_y} \frac{a_{C_xH_y} \cdot x_{C_xH_y,gn}}{M_{C_xH_y}} \right) \quad (5.51)$$

$$\dot{m}_{CO_2,a,est} = \dot{m}_{O_2,a,est} \cdot \frac{x_{CO_2,a}}{x_{O_2,a}} \quad (5.52)$$

$$\dot{m}_{H_2O,a,est} = \dot{m}_{O_2,a,est} \cdot \frac{x_{H_2O,a}}{x_{O_2,a}} \quad (5.53)$$

$$\dot{m}_{a,est} = \dot{m}_{O_2,a,est} + \dot{m}_{N_2,a,est} + \dot{m}_{CO_2,a,est} + \dot{m}_{H_2O,a,est} \quad (5.54)$$

onde o subscrito *est* é relativo à reação de combustão estequiométrica e x é a razão mássica dos elementos químicos.

O cálculo da composição dos produtos da combustão, denotado pelo subscrito g , é calculado seguindo as equações:

$$\dot{m}_{a,g} = \dot{m}_2 - \dot{m}_{a,est} \quad (5.55)$$

$$\dot{m}_{CO_2,g} = \dot{m}_1 \cdot M_{CO_2} \cdot \left(\sum_{C_xH_y} \frac{d_{C_xH_y} \cdot x_{C_xH_y,gn}}{M_{C_xH_y}} \right) + \dot{m}_1 \cdot x_{CO_2,gn} + \dot{m}_{a,g} \cdot x_{CO_2,a} \quad (5.56)$$

$$\dot{m}_{H_2O,g} = \dot{m}_1 \cdot M_{H_2O} \cdot \left(\sum_{C_xH_y} \frac{e_{C_xH_y} \cdot x_{C_xH_y,gn}}{x_{C_xH_y}} \right) + \dot{m}_{a,g} \cdot x_{H_2O,a} \quad (5.57)$$

$$\dot{m}_{N_2,g} = \dot{m}_2 \cdot x_{N_2,a} + \dot{m}_1 \cdot x_{N_2,gn} \quad (5.58)$$

$$\dot{m}_{O_2,g} = \dot{m}_{a,g} \cdot x_{O_2,a} \quad (5.59)$$

Agora, com os resultados relativos à análise dos produtos da combustão, pode-se avaliar as propriedades de estado termodinâmico dos fluxos de gases de exaustão nos pontos 5, 6, 10 e 11, ilustrados na Figura 5.1.

5.6 Análise exergetica

Um modelo simplificado para o cálculo da exergia de todos os fluxos foi considerado, conforme descrito por Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996). A seguir é descrito o procedimento de cálculo das taxas exergeticas para cada tipo de fluxo. Foram consideradas as parcelas de exergia física (\dot{B}_j^{PH}) e exergia química (\dot{B}_j^{CH}). Nessa condição, o valor total da taxa exergetica do fluxo j é dado por:

$$\dot{B}_j = \dot{B}_j^{PH} + \dot{B}_j^{CH} \quad (5.60)$$

5.6.1 Gás natural na câmara de combustão

Para o consumo de gás natural que abastece a microturbina, indicado com subscrito 1 de acordo com a Figura 5.1, as taxas exergéticas física e química são calculadas pelas equações:

$$\dot{B}_1^{PH} = \dot{m}_1 \cdot \left\{ cp_1 \cdot \left[T_1^K - T_0^K - T_0^K \cdot \ln \left(\frac{T_1^K}{T_0^K} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_1} \cdot T_0^K \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \right\} \quad (5.61)$$

$$\dot{B}_1^{CH} = \dot{m}_1 \cdot \left[\frac{\sum (Y_{k,gn} \cdot \bar{e}_k) + \bar{R} \cdot T_0^K \cdot \sum (Y_{k,gn} \cdot \ln Y_{k,gn})}{M_1} \right] \quad (5.62)$$

onde Y_k representa a fração molar do elemento k , \bar{e} é a exergia química padrão (ver Tabela 5.7) e \bar{R} é a constante universal dos gases ($\bar{R} = 8,1314$ kJ/kmol K). A exergia química padrão é dada em Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) na referência de 25 °C e na pressão atmosférica.

5.6.2 Ar no compressor da microturbina

Para os fluxos j de ar, indicados pelos subscritos 2, 3 e 4 conforme a Figura 5.1, as taxas exergéticas são calculadas por:

$$\dot{B}_j^{PH} = \dot{m}_j \cdot \left\{ cp_j \cdot \left[T_j^K - T_0^K - T_0^K \cdot \ln \left(\frac{T_j^K}{T_0^K} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_a} \cdot T_0^K \cdot \ln \left(\frac{P_j}{P_0} \right) \right\} \quad (5.63)$$

$$\dot{B}_j^{CH} = \dot{m}_j \cdot \left[\frac{\sum (Y_{k,a} \cdot \bar{e}_k) + \bar{R} \cdot T_0^K \cdot \sum (Y_{k,a} \cdot \ln Y_{k,a})}{M_2} \right] \quad (5.64)$$

Tabela 5.7 – Exergia química padrão de várias substâncias (Bejan, Tsatsaronis e Moran, 1996).

Substância	\bar{e}_k [kJ/ kmol]
O ₂	3970
N ₂	720
CO ₂	19870
H ₂ O (líquido)	45
H ₂ O (vapor)	8636
CH ₄	831650
C ₂ H ₆	1,496 10 ⁶
C ₃ H ₈	2,154 10 ⁶
C ₄ H ₁₀	2,806 10 ⁶
C ₅ H ₁₂	3,463 10 ⁶
C ₆ H ₁₄	3,463 10 ⁶

5.6.3 Produtos da combustão

As taxas exergéticas correspondentes aos fluxos 5, 6, 10 e 11, relativos aos produtos da combustão, são calculadas por:

$$\dot{B}_j^{PH} = \dot{m}_g \cdot \left\{ cp_j \cdot \left[T_j^K - T_0^K - T_0^K \cdot \ln \left(\frac{T_j^K}{T_0^K} \right) \right] + \frac{\bar{R}}{M_g} \cdot T_0^K \cdot \ln \left(\frac{P_j}{P_0} \right) \right\} \quad (5.65)$$

$$\dot{B}_j^{CH} = \dot{m}_g \cdot \left[\frac{\sum (Y_{k,g} \cdot \bar{e}_k) + \bar{R} \cdot T_0^K \cdot \sum (Y_{k,g} \cdot \ln Y_{k,g})}{M_g} \right] \quad (5.66)$$

5.6.4 Água

Para os fluxos j de água líquida e vapor, as parcelas de exergia física e química são calculadas pelas equações:

$$\dot{B}_j^{PH} = \dot{m}_j \cdot [h_j - h_0 - T_0^K \cdot (s_j - s_0)] \quad (5.67)$$

$$\dot{B}_j^{CH} = \dot{m}_j \cdot \frac{\bar{e}_{H_2O,l,v}}{M_{H_2O}} \quad (5.68)$$

onde os subscritos *l* e *v* representam os estados líquido e vapor da água, respectivamente.

5.6.5 Solução brometo de lítio e água

Devido à ausência de formulação adequada na bibliografia pesquisada, a exergia química dos fluxos de solução de brometo de lítio e água não foi calculada. A exergia física dos fluxos de solução pode ser calculada da mesma maneira que os fluxos de água (item 5.6.4), onde o cálculo da propriedade termodinâmica entalpia foi feito com o auxílio do programa EES (Klein e Alvarado, 2002). Para o cálculo da entropia dos fluxos relativos à solução de brometo de lítio e água, a seguinte equação, proposta por Kaita (2001), foi considerada:

$$s_j = \sum_{as=0}^3 \sum_{bs=0}^3 G_{as,bs} X_{LiBr,j}^{bs} T_j^{as} \quad (5.69)$$

onde as constantes $G_{as,bs}$ são obtidas da Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Constantes *G* utilizadas para os cálculos de entropia da solução (Kaita, 2001).

		bs			
		0	1	2	3
as	0	5.127558E-01	-1.393954E-02	2.924145E-05	9.035697E-07
	1	1.226780E-02	-9.156820E-05	1.820453E-08	-7.991806E-10
	2	-1.364895E-05	1.068904E-07	-1.381109E-09	1.529784E-11
	3	1.021501E-08	0	0	0

5.6.6 Trabalho mecânico e energia elétrica

Os “fluxos” relacionados com trabalho mecânico, enumerados na Figura 5.1 por 7 e 8, e os “fluxos” relativos à energia elétrica, enumerados por 9 e 29, apresentam como taxas exergéticas os mesmo valores de suas potências mecânica e elétrica, conforme equação a seguir:

$$\dot{B}_j = \dot{W}_j \quad (5.70)$$

CAPÍTULO 6

6 ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA

Diversos estudos teóricos são desenvolvidos no âmbito de melhorar o desempenho e reduzir custos de operação e de investimento dos sistemas de cogeração, com a criação de modelos termodinâmicos e econômicos voltados à simulação do funcionamento e desempenho dos mesmos. A aplicação da TCE visando uma análise e otimização do sistema de cogeração inclui os seguintes procedimentos: (i) análise exérgica detalhada do sistema ao nível do componente; (ii) cálculo do investimento associado a cada componente, através de equações de custo para o investimento dos equipamentos (Apêndice 5), os quais sejam possíveis de serem alterados durante o processo de otimização; (iii) cálculo do custo exérgico de todos os fluxos do sistema; (iv) análise exergoeconômica; e (v) avaliação dos efeitos das variáveis de decisão sobre as variáveis exergoeconômicas selecionadas.

Para analisar o sistema de cogeração proposto de um ponto de vista exergoeconômico, é considerada a estrutura produtiva, a qual atribui funções bem definidas para os fluxos físicos de combustível e produto (Lozano e Valero, 1993). A estrutura produtiva do sistema de cogeração é mostrada na Figura 6.1.

Na microturbina, a função produtiva do gás natural (fluxo B_1) é aumentar a exergia do ar (fluxo B_4) na câmara de combustão. Os produtos da combustão (fluxo B_5), à elevada pressão e temperatura, são expandidos na turbina gerando trabalho mecânico (fluxos B_7 e B_8), o qual parte é convertido em trabalho elétrico pelo alternador (fluxos B_9 e B_{29}).

A máquina de refrigeração por absorção foi considerada como uma “caixa fechada”, devido à ausência de formulações para o cálculo da exergia química dos fluxos de solução de brometo de lítio e água. Nesta estrutura produtiva simplificada, são considerados: os fluxos de água quente (B_{12} e B_{13}), provenientes da exergia dos gases de exaustão da microturbina (fluxo B_{10}); o fluxo de energia elétrica para a bomba de solução (fluxo B_{29}), o fluxo exérgico relacionado às perdas de calor pelo absorvedor e pelo condensador (fluxo B_{1618}), e o fluxo exérgico do produto máquina de refrigeração, a água gelada (fluxo B_{1514}).

A estrutura produtiva consiste em sete subsistemas. Tendo o estado do sistema determinado e com o auxílio da Teoria do Custo Exérgico (TCE), é possível calcular os custos exérgicos e monetários de todos os fluxos da estrutura produtiva mostrado na Figura 6.1. A formulação desta teoria, que inclui as equações de equilíbrio e as proposições F-P-L (combustível-produto-perda), são apresentadas no Capítulo 3.

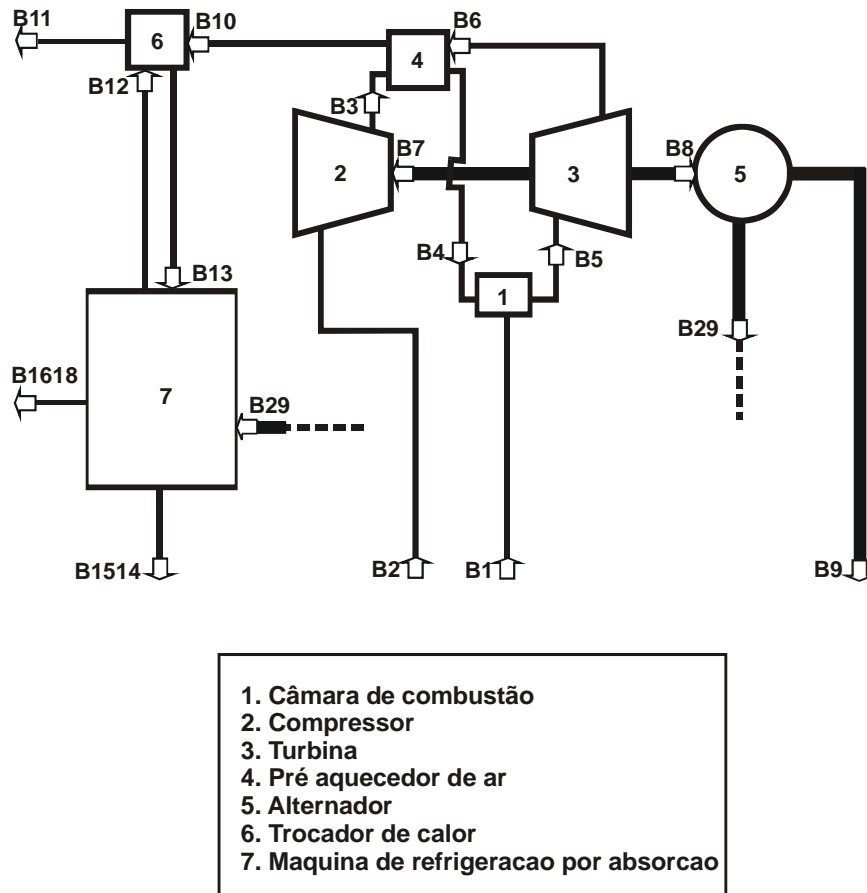


Figura 6.1 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração.

6.1 Cálculo dos custos exergéticos

O sistema de cogeração é constituído de 16 fluxos e 7 componentes, portanto são necessárias 9 equações auxiliares para a construção da matriz de custos A . O procedimento para formulação das equações auxiliares é apresentado na seção 3.2.3.

6.1.1 Matriz incidência de custos (A)

Utiliza-se a proposição **P1** para construir a matriz incidência A [$n \times m$], sendo n o número de subsistemas e m o número de fluxos, os quais são baseados na estrutura produtiva da planta de cogeração (Figura 6.1). A estrutura produtiva é formada por 7 subsistemas (n) e 16 fluxos (m), portanto o sistema de equações pode ser representado por:

$$A[7 \times 16] \times B^*[7 \times 1] = 0 \quad (6.1)$$

6.1.2 Equações auxiliares

São necessárias 9 equações auxiliares para determinar os custos exergéticos dos fluxos. Em uma forma matricial, isto significa declarar elementos de uma nova matriz α (matriz produtiva) e um vetor coluna ω , de dimensão $[9 \times 1]$, que informa ao sistema as equações auxiliares necessárias, conforme a seguinte equação:

$$\alpha[9 \times 16] \times B^*[9 \times 1] = \omega[9 \times 1] \quad (6.2)$$

Portanto, o sistema de equações necessário para o cálculo dos custos exergéticos dos fluxos pode ser formulado como nas equações a seguir:

$$A[16 \times 16] \times B^*[16 \times 1] = Y^*[16 \times 1] \quad (6.3)$$

$$A[16 \times 16] = [A[7 \times 16] / \alpha[9 \times 16]]^t \quad (6.4)$$

$$Y^*[16 \times 1] = [-Y^*[7 \times 1] / \omega[9 \times 1]]^t \quad (6.5)$$

Utiliza-se a proposição **P2** para os fluxos que entram no sistema de cogeração. Portanto, pode-se definir 2 equações auxiliares:

$$B_I^* = B_I \quad (6.6)$$

$$B_2^* = B_2 \quad (6.7)$$

A proposição **P3** pode ser aplicada para os gases de exaustão e para o fluxo de perdas dos componentes dissipativos da máquina de refrigeração de absorção:

$$B_{11}^* = 0 \quad (6.8)$$

$$B_{1618}^* = 0 \quad (6.9)$$

Aplica-se a proposição **P4a** para o subsistema turbina, onde o fluxo de saída B_6 faz parte do combustível para este subsistema (fluxo B_5). Da mesma forma ocorre para o

subsistema pré-aquecedor de ar (fluxos B_{10} e B_6) e para o subsistema trocador de calor (fluxos B_{12} e B_{13}):

$$\frac{1}{B_5} \cdot B_5^* - \frac{1}{B_6} \cdot B_6^* = 0 \quad (6.10)$$

$$\frac{1}{B_6} \cdot B_6^* - \frac{1}{B_{10}} \cdot B_{10}^* = 0 \quad (6.11)$$

$$\frac{1}{B_{13}} \cdot B_{13}^* - \frac{1}{B_{12}} \cdot B_{12}^* = 0 \quad (6.12)$$

Através das proposições **P2**, **P3** e **P4a** foram formuladas sete equações auxiliares, sendo ainda necessário a construção de duas equações, as quais serão obtidas pela aplicação da proposição **P4b**. Esta proposição explica que se um subsistema possui um produto composto por vários fluxos, então o mesmo custo exergético unitário será atribuído para todos estes fluxos. Os subsistemas que se enquadram neste contexto são turbina (fluxos B_8 e B_7) e alternador (fluxos B_9 e B_{29}):

$$\frac{1}{B_7} \cdot B_7^* - \frac{1}{B_8} \cdot B_8^* = 0 \quad (6.13)$$

$$\frac{1}{B_9} \cdot B_9^* - \frac{1}{B_{29}} \cdot B_{29}^* = 0 \quad (6.14)$$

O sistema de equações para o cálculo dos custos exergéticos, em sua forma matricial, é apresentado no Apêndice 3.

6.1.3 Custo exergético unitário (k)

Tendo os custos exergéticos calculados, pode-se agora definir e quantificar uma nova variável, o custo exergético unitário dos fluxos (k_j):

$$k_j = \frac{B_j^*}{B_j} \quad (6.15)$$

Esta variável adimensional mapeia a formação dos custos físicos do sistema. Se o custo exergético e a exergia de um certo fluxo possuírem o mesmo valor, o custo exergético unitário terá o valor 1. Este é o caso do fluxo de combustível (*upstream*) que abastece a instalação. No final do processo (*downstream*) tem-se um ou mais produtos que terão valores de custo exergético unitário maior do que 1.

6.2 Cálculo dos custos exergoeconômicos

Quando se consideram os aspectos econômicos, introduzem-se dois fatores: preços de mercado e custos de depreciação e manutenção da instalação. Considerando as equações da proposição **P1**, descritas anteriormente para todos os componentes da planta, obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$A[7 \times 16] \times \Pi[7 \times 1] = -\dot{Z}[7 \times 1] \quad (6.16)$$

onde o vetor coluna Π representa as incógnitas custos exergoeconômicos dos fluxos, Π_j e \dot{Z} representa os custos de aquisição e manutenção dos componentes da instalação. Assim como para os custos exergéticos, $(m-n)$ equações auxiliares são necessárias para calcular os custos exergoeconômicos dos fluxos, onde o vetor Π_{ext} representa informação econômica externa dos fluxos que entram na planta, conforme as equações a seguir:

$$\alpha[9 \times 16] \times \Pi[9 \times 1] = \Pi_{ext}[9 \times 1] \quad (6.17)$$

As equações auxiliares devem ser formuladas usando as proposições **P2**, **P3**, **P4a** e **P4b**. O problema matemático para o cálculo dos custos exergoeconômicos dos fluxos da planta requer a resolução do sistema de equações proposto a seguir, onde Z é o vetor que contém as informações econômicas externas:

$$Z[16 \times 1] = \left[-\dot{Z}[7 \times 1] / \Pi_{ext}[9 \times 1] \right]^t \quad (6.18)$$

$$A[16 \times 16] \times \Pi[16 \times 1] = Z[16 \times 1] \quad (6.19)$$

O sistema de equações na forma matricial, para o cálculo dos custos exergoeconômicos, é apresentado no Apêndice 4.

6.2.1 Informação econômica externa dos equipamentos

Consideram-se nesta etapa duas hipóteses: (i) quando a instalação já estiver amortizada, tem-se apenas os custos de manutenção (vetor coluna Z^{MAN}); (ii) se a instalação ainda não estiver amortizada, deve-se considerar também os custos com a depreciação dos equipamentos ao longo do tempo (vetor coluna Z^{DEP}). Para se obter uma homogeneização das unidades no cálculo dos custos exergoeconômicos, define-se a variável taxa de investimento para aquisição e/ou manutenção dos equipamentos (\dot{Z}_i), expressa em unidade monetária por unidade de tempo:

$$\dot{Z}_i = Z_i \cdot CRF \cdot \varphi \quad (6.20)$$

onde Z_i representa os custos de aquisição dos equipamentos, $\varphi=1,06$ é o fator de manutenção (Valero et al., 1994) e CRF é o fator de recuperação de capital. No cálculo do CRF , $i=15\%$ representa a taxa anual de juros, $n_{ano}=15$ representa a vida útil em anos da instalação e $n_h=6000$ representa o número estimado de horas de operação da instalação por ano:

$$CRF = i \cdot \left[\frac{(1+i)^{n_{ano}}}{(1+i)^{n_{ano}} - 1} \right] \cdot \frac{1}{n_{ano} \cdot n_h \cdot 3600} \quad (6.21)$$

6.2.2 Informação econômica externa dos fluxos de entrada

Neste trabalho apenas o custo do fluxo de combustível (gás natural) é considerado, desprezando-se quaisquer custos relativos a outros fluxos físicos de entrada (água, ar, etc). Para efeito de homogeneização das unidades, o custo do gás natural deve ser considerado em US\$/s:

$$c_{GN} = custo_{GN} \cdot \frac{\dot{m}_1}{\rho_{GN}} \quad (6.22)$$

onde $custo_{GN}=0,25$ é a tarifa do gás natural cobrada pela distribuidora local, em US\$/m³, e $\rho_{GN}=0,762$ kg/m³ é a densidade absoluta do gás natural disponibilizado em Santa Catarina (SCGÁS, 2003), nas condições de pressão (101,3 kPa) e temperatura (25°C) à entrada do sistema.

6.2.3 Custo exergoeconômico unitário (c)

Da mesma forma que para os custos exergéticos, define-se agora o custo exergoeconômico unitário (c), o qual avalia e quantifica a evolução dos custos exergoeconômicos dos fluxos ao longo do sistema de cogeração, desde o combustível até os produtos finais:

$$c_j = \frac{\Pi_j}{B_j} \quad (6.23)$$

6.3 Avaliação exergoeconômica dos componentes

Após obter os custos exergéticos dos fluxos é possível calcular algumas variáveis exergoeconômicas relevantes (Bejan, Tsatsaronis e Moran, 1996) visando a avaliação dos componentes da instalação, conforme mostrado nos itens seguintes.

6.3.1 Exergia dos produtos e combustíveis

As taxas exergéticas dos produtos (R_i) e combustíveis (F_i) dos componentes da instalação de cogeração são definidas com base na estrutura produtiva da Figura 6.1, exceto os componentes de dissipação de calor condensador e absorvedor, os quais não têm sua função produtiva facilmente identificadas. Nas equações mostradas nos itens 6.3.2 a 6.3.7, o subscrito i representa os componentes da instalação de cogeração.

6.3.1.1 Compressor de ar (AC)

As taxas exergéticas do produto (R) e do combustível (F) para o compressor de ar são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{AC} = B_7 \quad (6.24)$$

$$R_{AC} = B_3 - B_2 \quad (6.25)$$

6.3.1.2 Câmara de combustão

As taxas exergéticas do combustível (F) e do produto (R) para a câmara de combustão são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{CC} = B_1 + B_4 \quad (6.26)$$

$$R_{CC} = B_5 \quad (6.27)$$

6.3.1.3 Pré-aquecedor de ar (APH)

As taxas exergéticas do combustível (F) e do produto (R) para o pré-aquecedor de ar são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{APH} = B_6 - B_{1011} \quad (6.28)$$

$$R_{APH} = B_4 - B_3 \quad (6.29)$$

6.3.1.4 Turbina a gás (GT)

As taxas exergéticas do combustível (F) e do produto (R) para a turbina a gás são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{GT} = B_5 - B_6 \quad (6.30)$$

$$R_{GT} = B_8 + B_7 \quad (6.31)$$

6.3.1.5 Alternador (ALT)

As taxas exergéticas do combustível (F) e do produto (R) para o alternador são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{ALT} = B_8 \quad (6.32)$$

$$R_{ALT} = B_9 - B_{29} \quad (6.33)$$

6.3.1.6 Trocador de calor (HX)

As taxas exergéticas do combustível (F) e do produto (R) para o trocador de calor são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{HX} = B_{1011} \quad (6.34)$$

$$R_{HX} = B_{1312} \quad (6.35)$$

6.3.1.7 Máquina de Refrigeração (CHI)

As taxas exergéticas do combustível (F) e do produto (R) para a máquina de refrigeração são calculadas a partir das equações a seguir:

$$F_{CHI} = B_{13} - B_{12} + B_{29} \quad (6.36)$$

$$R_{CHI} = B_{1514} \quad (6.37)$$

6.3.2 Custos exergéticos unitários dos produtos ($k_{R,i}$) e combustíveis ($k_{F,i}$)

Os custos exergéticos unitários dos produtos ($k_{R,i}$) e dos combustíveis ($k_{F,i}$) dos componentes da planta de cogeração são calculados a partir das Equações 6.38 e 6.39.

$$k_{R,i} = \frac{R_i^*}{R_i} \quad (6.38)$$

$$k_{F,i} = \frac{F_i^*}{F_i} \quad (6.39)$$

6.3.3 Custos exergoeconômicos unitários dos produtos ($c_{R,i}$) e combustíveis ($c_{F,i}$)

Os custos exergoeconômicos unitários dos produtos ($c_{R,i}$) e dos combustíveis ($c_{F,i}$) dos componentes da planta de cogeração são calculados a partir das Equações 6.40 e 6.41.

$$c_{R,i} = \frac{\Pi_{R,i}}{R_i} \quad (6.40)$$

$$c_{F,i} = \frac{\Pi_{F,i}}{F_i} \quad (6.41)$$

6.3.4 Eficiência exergética ($\eta_{B,i}$)

As eficiências exergéticas ($\eta_{B,i}$) dos componentes da planta de cogeração são calculadas a partir da Equação 6.42.

$$\eta_{B,i} = \frac{R_i}{F_i} \quad (6.42)$$

6.3.5 Irreversibilidade (I_i)

As irreversibilidades (I_i) dos componentes da planta de cogeração são calculadas a partir da Equação 6.43. A taxa de irreversibilidade corresponde à razão entre a irreversibilidade gerada em um componente e a irreversibilidade total do sistema de cogeração é calculada conforme a equação 6.44.

$$I_i = F_i - R_i \quad (6.43)$$

$$r_{I,i} = \frac{I_i}{I_{i,tot}} \quad (6.44)$$

6.3.6 Taxa de custo associada à irreversibilidade ($\dot{C}_{I,i}$)

As taxas de custo associado à irreversibilidade ($\dot{C}_{I,i}$) dos componentes da planta de cogeração são calculadas a partir da Equação 6.45.

$$\dot{C}_{I,i} = c_{F,i} \cdot I_i \quad (6.45)$$

6.3.7 Fator exergoeconômico (ξ_i)

Tsatsaronis e Winhold (1985) definiram o fator exergoeconômico (ξ_i) aplicado a cada componente para avaliar as possibilidades de melhoria no projeto de plantas complexas como sendo:

$$\xi_i = \frac{\dot{Z}_i}{c_{F,i} \cdot I_i + \dot{Z}_i} \quad (6.46)$$

Teoricamente, um valor relativamente baixo do fator exergoeconômico mostra que seria possível e economicamente viável investir no componente visando aumentar sua eficiência termodinâmica.

6.4 Otimização exergoeconômica

A otimização do sistema de cogeração, proposta neste trabalho apenas para efeito de demonstração, é realizada com o auxílio do programa EES (Klein e Alvarado, 2002).

O procedimento de otimização consiste em minimizar os custos exergoeconômicos dos fluxos de produto do sistema de cogeração, ou seja, os fluxos de energia elétrica (c_9) e água gelada (c_{1514}). O problema tem um grau de liberdade e a variável de decisão escolhida para este procedimento de otimização é a razão de pressão (P_3/P_2). Portanto, a função objetivo é mostrada a seguir:

$$f(P_3/P_2) = \text{Min}(c_9 + c_{1514}) \quad (6.47)$$

Limitou-se como restrição para o valor de razão de compressão o valor mínimo de 1 e máximo de 7. O método de procura (*Golden Section Search*) foi o método utilizado no procedimento de otimização. Como critério para o fim dos cálculos da otimização, utilizou-se dois critérios:

- Número máximo de interações: 400;
- Mudança relativa no valor da variável de decisão entre duas interações sucessivas da otimização inferior a 0,0001.

As equações de custo de aquisição dos componentes em função de variáveis termodinâmicas, aplicadas na análise e otimização exergoeconômica, são apresentadas no Apêndice 5.

CAPÍTULO 7

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

7.1 Reação de combustão

A composição química dos produtos da combustão é calculada a partir das equações apresentadas no item 0. As propriedades físicas e termodinâmicas para os fluxos enumerados 5, 6, 10 e 11 (Figura 5.1) são avaliadas, com o auxílio do programa EES (Klein e Alvarado, 2002), a partir da composição mostrada na Tabela 7.1. A massa molecular dos produtos da combustão é de 28,5 kg/kmol. A razão ar/combustível em volume, dado fornecido pelo fabricante da microturbina, é de 27,5. Este valor corresponde a um excesso de ar de 162%.

Tabela 7.1 – Composição química dos produtos da combustão.

Substância	Fração molar (%)	Fração mássica (%)
CO ₂	1,03	1,58
H ₂ O	3,85	2,43
N ₂	76,71	75,33
O ₂	18,41	20,66

7.2 Análise Termodinâmica

De acordo com o sistema de equações e dados de entrada apresentados no Capítulo 5 e com o auxílio do programa EES (Klein e Alvarado, 2002), foram calculados os estados e propriedades termodinâmicas dos fluxos físicos do sistema de cogeração. A Tabela 7.2 apresenta os resultados da análise termodinâmica através da descrição dos fluxos, temperatura, pressão, fluxo de massa, fluxo exergético físico, químico e total e concentração de LiBr, quando for o caso. Para os fluxos de solução de brometo de lítio e água não foram calculadas as exergias químicas.

Para o fluxo de gás natural, observa-se uma pequena parcela de exergia física correspondente à pressão de 300 kPa. O gás natural apresenta uma elevada disponibilidade química que é convertida em exergia física através do processo de combustão para o fluxo 5, que apresenta temperatura próxima a 807°C. Após serem expandidos na turbina, os gases de exaustão, com temperatura de 628°C, ainda têm disponibilidade para transferir exergia no pré-

aquecedor de ar e no trocador de calor. Com isso, o fluxo 11 correspondente aos gases de saída na chaminé apresenta uma baixa disponibilidade, cerca de 5 kW e uma temperatura de 118°C.

Com a expansão dos gases na turbina gera-se trabalho mecânico para acionar o compressor (42,5 kW) e o alternador (26,7 kW), o qual converte 26,2 kW em energia elétrica. O compressor comprime ar atmosférico até uma pressão de 308,9 kPa. A temperatura neste ponto é de 164,4 °C. No pré-aquecedor o ar é aquecido até uma temperatura de aproximadamente 540,5°C. Com a perda de carga deste componente a pressão é reduzida para 293,5 kPa.

Parte da exergia dos gases de exaustão é transferida para um fluxo de água (fluxo 12-13) que abastecerá a máquina de refrigeração. Este fluxo apresenta temperatura de 95°C e uma variação de temperatura de 9°C. O gerador da máquina de refrigeração aproveita a disponibilidade do fluxo 12-13 de água quente para vaporizar parte da água (fluxo 25) da mistura LiBr/H₂O, formando a solução rica em LiBr (fluxo 22) com concentração de LiBr de 59,64%. Por apresentar uma elevada temperatura (83,7°C), este fluxo transfere exergia através de um trocador de calor para a solução pobre em LiBr (fluxo 20) com concentração de 56,64%. O fluxo 23 tem sua pressão reduzida do alto (7,5 kPa) para o baixo patamar de pressão (0,776 kPa) através de uma válvula de expansão, formando o fluxo 24. No absorvedor, exergia é retirada do fluxo 24 através do sistema de resfriamento formado pelos fluxos 16-17, formando o fluxo 19. Nesta etapa a temperatura do fluxo 24 (38,4°C) é reduzida para a temperatura de 35°C no fluxo 19. A bomba transfere energia para o fluxo 20, fechando o ciclo de absorção, também conhecido como compressor térmico (ver Capítulo 4). O fluxo de vapor de água (fluxo 25), com temperatura de 77°C, é condensado no condensador a uma temperatura de 40°C, transferindo a exergia necessária a este processo para o fluxo de resfriamento 17-18, que trabalha com temperaturas da ordem de 33 a 36°C. O fluxo de condensado (fluxo 26) tem sua pressão reduzida através de uma válvula de expansão, formando o fluxo 27 com temperatura de 3,3°C. No evaporador o fluxo 27 retira energia do ambiente a ser climatizado através do fluxo 14-15. As temperaturas de entrada e saída de água para climatização no evaporador (fluxos 14 e 15) são de 12,2°C e 6,8°C, respectivamente.

Tabela 7.2 – Propriedades de estado e fluxos físicos da planta de cogeração.

Fluxo físico	T_j [°C]	P_j [kPa]	\dot{m}_j [kg/s]	Descrição	Concent. de LiBr [%]	\dot{B}_j^{PH} [kW]	\dot{B}_j^{CH} [kW]	\dot{B}_j [kW]
1	25,0	300	0,00235	gás natural	-	0,222	116,1	116,3
2	25,0	101,3	0,297	ar	-	0	0,580	0,580
3	164,4	308,9	0,297	ar	-	36,2	0,580	36,8
4	540,5	293,5	0,297	ar	-	98,0	0,580	98,6
5	806,6	278,8	0,299	gases exhaust.	-	168,6	1,21	169,8
6	628,7	107,7	0,299	gases exhaust.	-	96,6	1,21	97,8
7	-	-	-	trab. mec.	-	-	-	42,5
8	-	-	-	trab. mec.	-	-	-	26,7
9	-	-	-	en. elétrica	-	-	-	26,2
10	270,2	104,5	0,299	gases exhaust.	-	22,0	1,21	23,2
11	118,9	101,3	0,299	gases exhaust.	-	3,82	1,21	5,03
12	85,9	101,3	1,10	água (quente)	-	25,2	2,74	28,0
13	95,0	96,26	1,10	água (quente)	-	32,7	2,74	35,5
14	12,2	101,3	1,28	água (fria)	-	1,51	3,20	4,71
15	6,8	101,3	1,28	água (fria)	-	3,09	3,20	6,29
16	29,4	101,3	2,52	água (resfr.)	-	0,339	6,29	6,63
17	32,8	101,3	2,52	água (resfr.)	-	1,05	6,29	7,34
18	35,5	101,3	2,52	água (resfr.)	-	1,91	6,29	8,20
19	34,9	0,7765	0,245	LiBr/H ₂ O	56,64	0,226	-	-
20	34,9	7,546	0,245	LiBr/H ₂ O	56,64	0,226	-	-
21	61,3	7,546	0,245	LiBr/H ₂ O	56,64	1,40	-	-
22	83,7	7,546	0,233	LiBr/H ₂ O	59,64	2,75	-	-
23	53,2	7,546	0,233	LiBr/H ₂ O	59,64	0,880	-	-
24	38,4	0,7765	0,233	LiBr/H ₂ O	59,64	6,98	-	-
25	77,2	7,546	0,0123	vapor d'água	-	1,56	5,91	7,47
26	40,4	7,546	0,0123	condensado	-	0,019	0,0308	0,0495
27	3,34	0,7765	0,0123	condensado	-	-0,108	0,0308	-0,0776
28	3,34	0,7765	0,0123	vapor d'água	-	-2,37	5,91	3,54
29	-	-	-	en. elétrica	-	-	-	0,00128

7.3 Análise Exergoeconômica

Através da aplicação da Teoria do Custo Exergético calcula-se para todos os fluxos da estrutura produtiva as variáveis exergoeconômicas, mostradas na Tabela 7.3. As variáveis consideradas foram: custo exergético (B^*), custo exergético unitário (k), custo exergoeconômico (Π) e custo exergoeconômico unitário (c). Para os custos exergoeconômicos consideram-se dois casos: (i) instalação amortizada (sobrescrito *MAN*); e (ii) instalação não amortizada (sobrescrito *DEP*), ou seja, considerando os custos dos equipamentos.

O fluxo B_1 correspondente ao combustível tem seu custo exergético unitário com valor igual a 1, ou seja, seu valor de exergia equivale ao seu custo exergético. O custo exergoeconômico unitário deste fluxo é um dado externo, calculado com base nos valores fornecidos pela companhia distribuidora de gás natural, e seu valor é de 6,631 US\$/GJ. O fluxo B_2 refere-se ao ar de entrada no compressor e apresenta um valor de custo exergético unitário com valor igual a 1, e um valor econômico nulo. O fluxo B_3 , correspondente ao ar comprimido, apresenta um valor de custo exergético unitário igual a 2,77. Através da aplicação do balanço exergoeconômico, encontra-se para o fluxo B_4 um valor relativamente elevado de custo exergoeconômico unitário ($c_{B_4}^{DEP} = 18,58$ US\$/GJ e $c_{B_4}^{MAN} = 18,22$ US\$/GJ). Os custos exergoeconômicos denotados pelo sobrescrito *DEP* sempre apresentarão um valor mais elevado, por considerarem que os equipamentos ainda estão sendo amortizados, enquanto que nos custos denotados pelo sobrescrito *MAN* apenas os custos com manutenção e operação são considerados. O fluxo B_5 , formado pelos produtos da combustão, apresenta o maior valor de custo exergético do sistema (389 kW). Os fluxos B_5 e B_6 , compostos por gases de exaustão, apresentam altos custos exergoeconômicos, com valores próximos a 15 US\$/GJ. O fluxo B_6 apresenta disponibilidade suficiente (97,8 kW) para fornecer exergia ao fluxo de ar $B_{3,4}$, através do componente #4 (pré-aquecedor de ar). O fluxo B_{10} apresenta disponibilidade para fornecer exergia para o fluxo de água $B_{13,12}$. O fluxo B_{11} , composto por gases de exaustão que saem pela chaminé, tem seu custo exergético e exergoeconômico unitário fixado como sendo nulo, pois trata-se de um fluxo de perda. Os fluxos de energia elétrica, B_9 e B_{29} , apresentam altos valores de custos unitários exergético e exergoeconômico, da ordem de 2,43 e 16 US\$/GJ, respectivamente.

O fluxo de água $B_{13,12}$ é, do ponto de vista da estrutura produtiva, o fluxo que fornece exergia à máquina de refrigeração. Este fluxo apresenta um valor unitário de custo exergético relativamente alto, da ordem de 7,06. Os seus custos exergoeconômicos unitários apresentam altos valores ($c_{B_{13,12}}^{DEP} = 47,28$ US\$/GJ e $c_{B_{13,12}}^{MAN} = 46,58$ US\$/GJ). A estrutura produtiva da

máquina de refrigeração, para efeito de simplificação, foi considerada como sendo uma caixa fechada, ou seja, foi considerado um volume de controle em torno dos componentes evaporador, condensador, bomba de solução, válvulas de expansão, absorvedor, trocador de calor de solução e gerador. O fluxo B_{1618} , o qual carrega para fora do componente #7 (máquina de refrigeração) a energia dissipada pelos sub-componentes absorvedor e condensador, tem seus custos unitários exergético e exergoeconômico fixados como sendo nulos. O fluxo B_{29} , que fornece energia elétrica ao sub-componente bomba de solução, apresenta os mesmos valores de custos unitários exergético e exergoeconômico que o fluxo B_9 . Um dos produtos da planta de cogeração, a água gelada, que na estrutura produtiva está representada pelo fluxo B_{1514} , apresenta um valor de custo exergético unitário igual a 33,7. Os altos valores de custo exergoeconômico para este fluxo são $c_{B_{1514}}^{DEP} = 231,3$ US\$/GJ e $c_{B_{1514}}^{MAN} = 222,6$ US\$/GJ. Estes valores expressivos podem ser explicados pelo baixo valor exergético do fluxo B_{1514} , da ordem de 1,6 kW. Além disso, este fluxo carrega parte dos custos associados ao combustível gás natural, e a todos os componentes e fluxos localizados a seu montante.

Tabela 7.3 – Variáveis exergoeconômicas dos fluxos da estrutura produtiva.

Fluxo	Valor Exerg. [kW]	B* [kW]	k	Π^{DEP} [US\$/s]	Π^{MAN} [US\$/s]	c^{DEP} [US\$/GJ]	c^{MAN} [US\$/GJ]
B ₁	116,3	116,3	1,00	7,71E-04	7,71E-04	6,631	6,631
B ₂	0,5795	0,5795	1,00	0	0	0	0
B ₃	36,77	101,8	2,77	6,86E-04	6,69E-04	18,64	18,18
B ₄	98,61	272,7	2,77	1,83E-03	1,80E-03	18,58	18,22
B ₅	169,8	389,0	2,29	2,60E-03	2,57E-03	15,33	15,12
B ₆	97,83	224,1	2,29	1,50E-03	1,48E-03	15,33	15,12
B ₇	42,51	101,3	2,38	6,81E-04	6,68E-04	16,03	15,73
B ₈	26,73	63,69	2,38	4,29E-04	4,20E-04	16,03	15,73
B₉	26,20	63,69	2,43	4,29E-04	4,21E-04	16,39	16,05
B ₁₀	23,21	53,17	2,29	3,56E-04	3,51E-04	15,33	15,12
B ₁₁	5,031	0	0	0	0	0	0
B ₁₂	27,95	197,2	7,06	1,32E-03	1,30E-03	47,28	46,58
B ₁₃	35,48	250,4	7,06	1,68E-03	1,65E-03	47,28	46,58
B ₂₉	0,001281	0,003114	2,43	2,10E-08	2,06E-08	16,39	16,05
B ₁₆₁₈	1,573	0	0	0	0	0	0
B₁₅₁₄	1,579	53,17	33,7	3,65E-04	3,52E-04	231,3	222,6

7.4 Avaliação Exergoeconômica

Tendo os custos exergéticos e exergoeconômicos de todos os fluxos calculados, pode-se analisar cada componente do sistema separadamente, através da utilização de algumas variáveis exergoeconômicas. A Tabela 7.4 apresenta resultados das variáveis utilizadas na avaliação exergética de cada componente da planta, exceto para os componentes de dissipação de calor condensador e absorvedor. A Tabela 7.5 apresenta os resultados relativos às variáveis exergoeconômicas.

Tabela 7.4 – Avaliação exergética dos componentes

Componente	Exergia do comb., F_i [kW]	Exergia do prod., R_i [kW]	Irrevers., I_i [kW]	Taxa de irrevers., r_i [%]	Efic. exerg., $\eta_{B,i}$ [%]	Coef. de aumento do custo exerg., k_i
Câmara de comb.	116,3	71,24	45,04	50,6%	61,3	1,6
Compressor	42,51	36,19	6,315	7,1%	85,1	1,2
Turbina	72,02	69,24	2,78	3,1%	96,1	1,0
Pré-aquecedor	74,61	61,84	12,78	14,3%	82,9	1,2
Alternador	26,73	26,20	0,5347	0,6%	98,0	1,0
Trocador de calor	18,18	7,534	10,65	12,0%	41,4	2,4
Máq. de refrigeração	7,535	1,579	5,956	6,7%	21,0	4,8
Sist. de cogeração	116,9	27,78	89,08	-	23,8	4,2

A câmara de combustão apresenta a maior taxa de irreversibilidade (45,04 kW) e de custo associado à irreversibilidade (1,075 US\$/h), sendo responsável por 50,6% de toda destruição de exergia do sistema de cogeração. A câmara de combustão apresenta um valor relativamente baixo de fator exergoeconômico, o que significa um alto custo associado à irreversibilidade que este componente causa se comparado a sua taxa de investimento. Com isto, pode-se tentar reduzir a irreversibilidade na câmara de combustão aumentando a temperatura do ar pré-aquecido T_4 . O compressor de ar apresenta uma alta eficiência exergética, da ordem de 85%. A turbina também apresenta um alto valor de eficiência exergética (96,1%), e a sua irreversibilidade representa aproximadamente 3% de toda a destruição de exergia do sistema. O pré-aquecedor de ar, componente responsável por 14,3% da irreversibilidade gerada no sistema, apresenta uma eficiência exergética de 82,9%. O alto custo associado à irreversibilidade (0,7052 US\$/h) e o baixo valor de fator exergoeconômico

(1,4%) indicam a possibilidade de melhorar a eficiência do sistema investindo recursos no pré-aquecedor de ar, possivelmente através do aumento da superfície de troca de calor, o que resultaria em um aumento da temperatura T_4 e redução de T_{10} . Esta conclusão estaria de acordo com a conclusão obtida para a redução de irreversibilidade da câmara de combustão. O trocador de calor apresenta um valor de eficiência exergética relativamente baixo (41,4%), sendo responsável por aproximadamente 12% da destruição de exergia do sistema.

A máquina de refrigeração por absorção apresenta uma considerável taxa de destruição de exergia (6,7%). Isto se deve à baixa eficiência exergética deste componente (21%). Portanto, a taxa de custo associado à irreversibilidade da máquina de refrigeração é a terceira maior dentre todos os componentes, correspondendo a um valor de 1,014 US\$/h.

Tabela 7.5 – Avaliação exergoeconômica dos componentes

Componente	Custo unit. exergoecon. de		Taxa de custo irrevers. $\dot{C}_{I,i}$ [US\$/h]	Taxa de custo investimento \dot{Z}_i [US\$/h]	Fator exergoecon. f_i [%]
	Comb.,	Produto,			
	$C_{F,i}$ [US\$/GJ]	$C_{R,i}$ [US\$/GJ]			
Câmara de comb.	6,631	10,83	1,075	0,306E-02	0,28%
Compressor	16,03	18,94	0,3643	1,53E-02	4,0%
Turbina	15,33	16,03	0,1534	1,99E-02	11,5%
Pré-aquecedor	15,33	18,54	0,7052	0,977E-02	1,4%
Alternador	16,03	16,39	0,03085	0,355E-02	10,3%
Trocador de calor	19,57	47,28	0,7504	0,123E-02	0,16%
Máq. de refrigeração	47,28	231,3	1,014	3,23E-02	3,1%

7.5 Otimização Exergoeconômica

A avaliação exergoeconômica, discutida na seção anterior, necessita que se tenha dados de entrada termodinâmicos e dados de entrada de custo do sistema a ser analisado. Um processo de otimização exergoeconômica requer a elaboração de um modelo termodinâmico e de um modelo de custos. Na formulação do sistema de cogeração proposto neste trabalho, é considerado que tanto o modelo termodinâmico quanto o modelo de custos estão completos e disponíveis. Os valores calculados das variáveis de decisão para a configuração ótima são apresentados na Tabela 7.6. A razão de pressão tem seu valor reduzido de 3,049 para 2,894 na condição ótima.

Tabela 7.6 – Valores da variável de decisão para a condição base e condição ótima.

Variável	Condição base	Condição ótima
P_3/P_2	3,049	2,894

A Tabela 7.7 mostra os valores de custo exergoeconômico dos produtos da planta energia elétrica e água gelada, para as condições base e ótima, bem como a variação percentual da redução destes custos. O custo exergoeconômico da eletricidade teve seu valor reduzido de 16,39 US\$/GJ para 16,37 US\$/GJ, alcançando uma redução de 0,122%. A água gelada, que para a condição base apresentava um valor de custo exergoeconômico de 231,3 US\$/GJ, apresenta na condição ótima um valor de 231,1 US\$/GJ correspondendo a uma redução de 0,086%. Na soma dos custos da eletricidade e da água gelada, a redução alcançada com a otimização foi de 0,089%.

Tabela 7.7 – Custos exergoeconômicos dos produtos da instalação para as condições base e ótima.

Produtos	Custo exergoeconômico unitário [US\$/GJ]		Variação [%]
	Condição base	Condição ótima	
Eletricidade, c_9	16,39	16,37	-0,122%
Água gelada, c_{1514}	231,3	231,1	-0,086%
Total	247,69	247,47	-0,089%

A Tabela 7.8 apresenta os valores de eficiência exergética e coeficiente de aumento do custo exergético, para as condições base e ótima, dos componentes do sistema de cogeração. A câmara de combustão teve sua eficiência exergética aumentada levemente em 0,5%. Já o pré-aquecedor de ar apresentou uma redução em sua eficiência exergética de 82,9% para 82,6%. Os componentes alternador, trocador de calor e máquina de refrigeração por absorção não apresentaram variações em suas eficiências exergéticas. O sistema de cogeração como um todo teve sua eficiência exergética global mantida praticamente constante, em 23,8 %.

A Tabela 7.9 apresenta os custos de investimento dos componentes do sistema de cogeração para as condições base e ótima, bem como sua variação percentual. A câmara de combustão apresentou uma redução no seu investimento de 0,46%. Percebe-se que os componentes compressor e turbina apresentaram a maior redução no custo de investimento,

alcançando valores na ordem de $-9,98\%$ e $-5,96\%$, respectivamente. O pré-aquecedor de ar, apesar apresentou uma leve redução de $0,39\%$ em seu investimento. Os componentes trocador de calor, alternador e máquina de refrigeração por absorção não apresentaram variação nos custos de investimento. O sistema de cogeração como um todo apresentou uma redução no investimento de $3,25\%$, reduzindo do valor inicial de US\$ 42.299 para US\$ 40.923.

Tabela 7.8 – Variáveis termodinâmicas dos componentes para as condições base e ótima.

Componente	Condição base		Condição ótima	
	$\eta_{B,i}$ [%]	k_i	$\eta_{B,i}$ [%]	k_i
Câmara de comb.	61,3	1,63	61,8	1,62
Compressor	85,1	1,17	85,0	1,18
Turbina	96,1	1,04	96,3	1,04
Pré-aquecedor	82,9	1,21	82,6	1,21
Alternador	98,0	1,02	98,0	1,02
Trocador de calor	41,4	2,41	41,4	2,41
Máq. de refrigeração	21,0	4,77	21,0	4,77
Sist. de cogeração	23,8	4,21	23,8	4,21

Tabela 7.9 – Custos de investimento dos componentes para as condições base e ótima.

Componente	Investimento [US\$]		Variação [%]
	Condição base	Condição ótima	
Câmara de comb.	1521	1514	-0,46%
Compressor	7612	6852	-9,98%
Turbina	9896	9306	-5,96%
Pré-aquecedor	4852	4833	-0,39%
Alternador	1764	1764	0%
Trocador de calor	613	613	0%
<i>Microturbina</i>	<i>25645</i>	<i>24269</i>	<i>-5,37%</i>
<i>Máquina de refrigeração</i>	<i>16041</i>	<i>16041</i>	<i>0%</i>
Sist. de cogeração	42299	40923	-3,25%

A Figura 7.1 apresenta uma análise de sensibilidade da tarifa do gás natural e sua influência no custo da energia elétrica gerada, em US\$/MWh e em US\$/GJ. Observa-se uma

variação linear do custo da eletricidade com a variação do preço do combustível. Um aumento de 100% na tarifa de gás natural levaria a um aumento de cerca de 95% no custo de geração de energia elétrica. Com o valor de tarifa de gás natural utilizada neste trabalho (0,25 US\$/m³), o custo da energia elétrica apresenta um valor de 59 US\$/MWh.

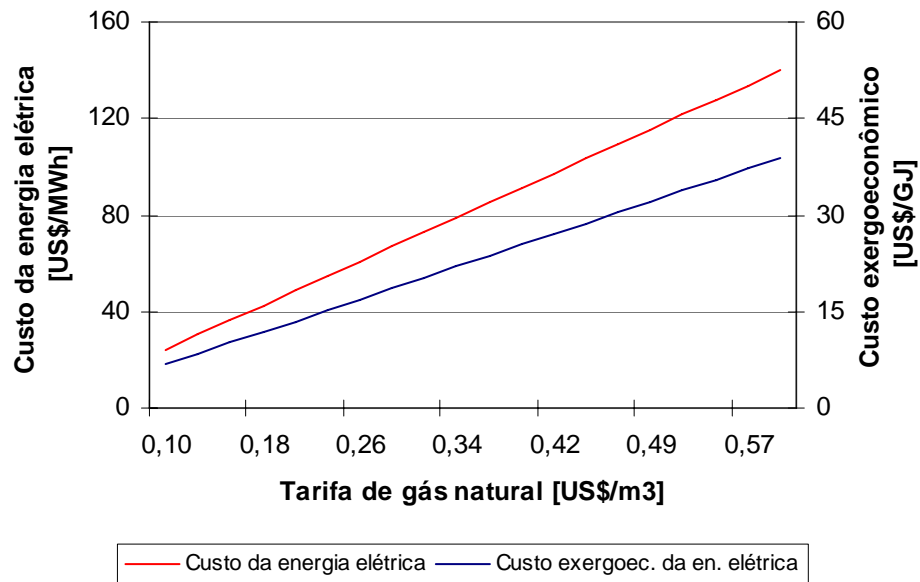


Figura 7.1 – Influência da tarifa de gás natural no custo da energia elétrica gerada.

CAPÍTULO 8

8 CONCLUSÃO

As seguintes considerações podem ser feitas a respeito da análise realizada neste trabalho:

- Os fluxos de energia elétrica, B_9 e B_{29} , apresentaram valores de custos unitários exergético e exergoeconômico, da ordem de 2,43 e 16 US\$/GJ, respectivamente; Em US\$/MWh, o valor do custo da energia elétrica gerada é de 59;
- Um dos produtos da planta de cogeração, a água gelada, que na estrutura produtiva está representada pelo fluxo B_{1514} , apresentou um valor de custo exergético unitário igual a 33,7; Os altos valores de custo exergoeconômico para este fluxo foram $c_{B_{1514}}^{DEP} = 231,3$ US\$/GJ e $c_{B_{1514}}^{MAN} = 222,6$ US\$/GJ; Estes valores expressivos podem ser explicados pelo baixo valor exergético do fluxo B_{1514} , da ordem de 1,6 kW; Além disso, este fluxo carrega parte dos custos associados ao gás natural, e a todos os componentes e fluxos localizados ao seu montante;
- A câmara de combustão apresentou a maior taxa de irreversibilidade (45,04 kW) e de custo associado à irreversibilidade (1,075 US\$/h), sendo responsável por 50,6% de toda destruição de exergia do sistema de cogeração; O valor relativamente baixo de fator exergoeconômico justificaria a tentativa de reduzir a irreversibilidade na câmara de combustão, possivelmente aumentando-se a temperatura do ar pré-aquecido T_4 ; O cálculo da otimização confirmou que o aumento da temperatura T_4 de 540,5 °C na condição base para 558,6 °C na condição otimizada elevou a eficiência exergética da câmara de combustão de 61,3% para 61,8%;
- O pré-aquecedor de ar, componente responsável por 14,3% da irreversibilidade gerada no sistema, apresenta uma eficiência exergética de 82,9%; O alto custo associado à irreversibilidade (0,7052 US\$/h) e o baixo valor de fator exergoeconômico (1,4%) indicam a possibilidade de melhorar a eficiência do sistema investindo recursos no pré-aquecedor de ar, possivelmente através do aumento da superfície de troca de calor, o que resultaria em um aumento da temperatura T_4 e redução de T_{10} ;
- O compressor de ar apresentou uma alta eficiência exergética, da ordem de 85%; A turbina também apresentou um alto valor de eficiência exergética de 96,1%, e a sua

irreversibilidade representa aproximadamente 3% de toda a destruição de exergia do sistema;

- A máquina de refrigeração por absorção apresentou uma considerável taxa de destruição de exergia, de 6,7%; Isto se deve à baixa eficiência exergética deste componente, de 21%; Portanto, a taxa de custo associado à irreversibilidade da máquina de refrigeração foi a terceira maior dentre todos os componentes, correspondendo a um valor de 1,014 US\$/h;
- Os resultados obtidos pelo procedimento de otimização foram muito próximos dos valores da condição base; Isto ocorreu, de certa forma, porque o procedimento de otimização foi concebido de uma forma muito restrita, ou seja, sem permitir uma grande variação da razão de pressão.

A metodologia aplicada neste trabalho e alguns resultados foram publicados em congresso internacional (Rücker e Bazzo, 2004). A Teoria do Custo Exergético (TCE), é uma ferramenta poderosa para identificar a formação dos custos e para otimizar sistemas térmicos. A avaliação exergoeconômica aplicada aos componentes do sistema de cogeração fornece um mapeamento dos locais de geração das irreversibilidades e dos custos associados a estas irreversibilidades e requer dados de entrada termodinâmicos e econômicos do sistema a ser analisado. Em uma otimização, é necessário que seja elaborado tanto um modelo termodinâmico como um modelo de custos. O modelo termodinâmico torna possível o cálculo das variáveis termodinâmicas quando alguns parâmetros termodinâmicos são alterados. O modelo de custos permite que se calcule os valores de custo para uma dada configuração de parâmetros termodinâmicos. De modo geral, um modelo termodinâmico pode ser desenvolvido mais facilmente e de maneira mais confiável que um modelo de custos. Os problemas de um modelo de custos giram em torno das informações econômicas, as quais não estão sempre disponíveis e quando estão disponíveis, normalmente não se apresentam na forma requerida e apresentam baixa confiabilidade.

Como recomendação para trabalhos futuros, pode-se fazer uma análise experimental do sistema de cogeração aqui abordado, e comparar os resultados experimentais com os resultados teóricos deste trabalho, visando a validação das teorias aplicadas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDRADE, R.V. Novas Perspectivas dos Sistemas de Refrigeração por Absorção. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16, 2001, Uberlândia. **Anais...** CD-ROM COBEM, 2001.
- BALESTIERI, J.A.P. Cogeração - geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Editora da UFSC, 2002, 277 p.
- BARBOSA, J.R.; MARTINS, R.S. An Insight Into the Electricity Market in Brazil – The Gas Turbine Power Generation. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16, 2001, Uberlândia. **Anais...** CD-ROM COBEM, 2001.
- BARREDA DEL CAMPO, E.R.; NEBRA, S. A. Thermoeconomic Analysis of Cogeneration in a Brazilian Sugar-Alcohol Factory. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ENERGY AND PROCESS SYSTEMS, 2000, Enschede, **Anais...** Proceedings of ECOS 2000, p.1609-1620.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. Thermal Design and Optimization. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1996. 542 p.
- BILGEN, E. Exergetic and Engineering Analyses of Gas Turbine Based Cogeneration Systems. **Energy**, N° 25, p. 1215-1229, 2000.
- BRASIL. ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica. Banco de Informações de Geração. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br>>. Acesso em: 01 de junho de 2004.
- CERQUEIRA, S.A.A.G. Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas. **Tese de Doutorado**, Campinas, 1999, p.137.
- CRUZ, R.W.; NEBRA, S.A. Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of Compression Ignition Engine and Absorption Refrigeration Machine. In: ASME INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS & EXPOSITION, 2002, New Orleans. **Anais...** Proceedings of IMECE 2002, p.1-9.
- GAS RESEARCH INSTITUTE. The Role of Distributed Generation in Competitive Energy Markets. In: DISTRIBUTED GENERATION FORUM, 1999.

GOSNEY, W.B. Principles of Refrigeration. Cambridge University Press, 1982.

HEROLD, K.E; RADEMACHER, R.; KLEIN, S.A. **EES Absorption Chiller Examples.**

Acesso em: 17 de dezembro de 2003. Disponível em:

<<http://www.glue.umd.edu/~herold/publication/EES2.htm#ch2>>.

KAITA, Y. Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-water Solutions at High Temperatures. **International Journal of Refrigeration**, N° 24, p. 374-390, 2001.

KEENAN, J.H. A Steam Chart for Second Law Analysis. **Mech. Eng**, 54, 195, 1932.

KLEIN, S.A.; ALVARADO, F.L. Engineering Equation Solver, Professional Version 6.596, 2002.

LOZANO, M.A.; VALERO, A. Methodology for Calculating Exergy in Chemical Processes.

In: THERMODYNAMIC ANALYSIS OF CHEMICALLY REACTIVE SYSTEMS, The American Society of Mechanical Engineers, New York, p. 77-86, 1988.

LOZANO, M.A.; VALERO, A. Theory of the Exergetic Cost. **Energy**, N°9, Vol.18, p. 939-960, 1993.

MATELLI, J.A.; RÜCKER, C.P.R; BAZZO, E. A Cogeneration System Applied to the UFSC University Hospital: An Exergetic, Economic and Environmental Analysis. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ENERGY AND PROCESS SYSTEMS, 2002, Berlin, **Anais...** Proceedings of ECOS 2002, p.941-948.

MISRA, R.D. et al. Thermoeconomic Optimization of a Single Effect Water/LiBr Vapour Absorption Refrigeration System. **International Journal of Refrigeration**, N° 26, p.158-169, 2003.

MISRA, R.D.; SAHOO, P.K.; GUPTA, A. Application of the Exergetic Cost Theory to the LiBr/H₂O Vapour Absorption System. **Energy**, N° 27, p. 1009-1025, 2002.

PELLEGRINI, M.C., et al. A Cogeração, seus Aspectos Regulatórios e sua Influência no Setor Elétrico Brasileiro. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 9, 2002, Caxambu. **Anais...** CD-ROM ENCIT, 2002.

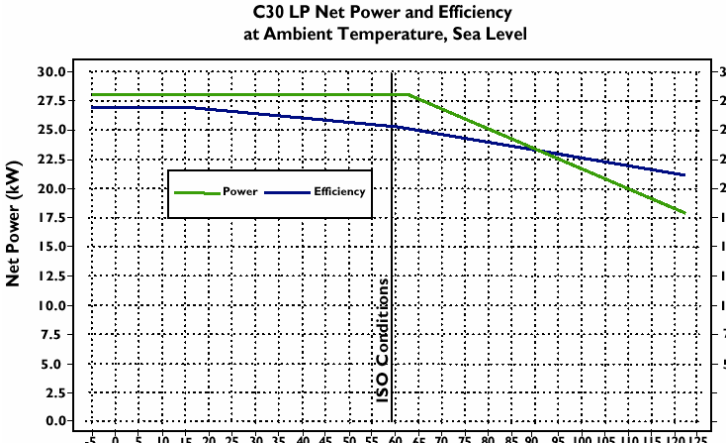
- REIS, J.A.; SILVEIRA, J.L. Análise Termodinâmica de um Sistema Compacto de Cogeração Nacional (BCCS): Motor de Combustão Interna Associado à Unidade de Refrigeração por Absorção. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16, 2001, Uberlândia. **Anais...** CD-ROM COBEM, 2001.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E. A Thermoeconomic Analysis of a Small Scale Microturbine-Absorption Chiller Cogeneration Plant. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ENERGY AND PROCESS SYSTEMS, 16, 2003, Copenhagen, **Anais...** Proceedings of ECOS 2003, p.177-185.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E. Análise Termodinâmica de um Sistema Compacto de Cogeração Utilizando Microturbina a Gás Natural. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO & GÁS, 2, 2003, Rio de Janeiro. **Anais...** CD-ROM P&D Petróleo & Gás 2003.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E. Análise Termodinâmica de um Sistema Compacto de Cogeração Utilizando Microturbina a Gás Natural. **Petro & Química**, N° 257, 2004.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E. Exergoeconomic Optimization of a Small-Scale Cogeneration System Using the Exergetic Cost Theory. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ENERGY AND PROCESS SYSTEMS, 17, 2004, Guanajuato, **Anais...** Proceedings of ECOS 2004, p.619-628.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E.; MATELLI, J.A. Análise Energética de Um Sistema Compacto de Cogeração Baseado em Microturbina. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, 9, 2002, Rio de Janeiro, **Anais...** CD-ROM CBE 2002.
- RÜCKER, C.P.R.; BAZZO, E; JONSSON, M.N.R.; KARLSSON, S.J. Thermoeconomic Analysis of a Small Scale Cogeneration System Using a Microturbine and an Absorption Chiller. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 17, 2003, São Paulo, **Anais...** CD ROM COBEM 2003.
- SCGÁS. Companhia de Gás de Santa Catarina. **Características e tarifa do gás natural**. Disponível em: <<http://www.scgas.com.br>>. Acesso em: 03 de abril de 2003.

- SILVEIRA, J.L.; WALTER, A.C.S.; LUENGO, C.A. A Case Study of Compact Cogeneration Using Various Fuels. **Fuel**, N°5, Vol.76, p. 447-451, 1997.
- SOUSA TEIXEIRA, M., OLIVEIRA JUNIOR, S. Thermoeconomic Evaluation of Cogeneration Systems for a Chemical Plant. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMISATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF ENERGY AND PROCESS SYSTEMS, 2000, Enschede, **Anais...** Proceedings of ECOS 2000, p.1631-1643.
- STOECKER, W.F. Design of thermal systems. New York: McGraw-Hill, 1989. 565 p.
- TOZER, R.M.; JAMES, R.W. Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorption Cycles. **Int. J. Refrig**, N° 2, Vol. 20, p. 120-135, 1997.
- TSATSARONIS, G.; WINHOLD, M. **Energy**, N°10, p.69, 1985.
- VALERO, A., et al. Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem. **Energy**, N°3, Vol.19, p. 365-381, 1994.
- VALERO, A., et al. CGAM Problem: Definition and Conventional Solution. **Energy**, N°3, Vol.19, p.279-286, 1994.
- VALERO, A.; WIMMERT, D.; TORRES, C. SYMBCOST: A Program for Symbolic Computation of Exergoeconomics Cost Parameters. **Computer – Aided Energy-Systems Analysis**, New York, NY, p. 13-21, 1991.

APÊNDICES

APÊNDICE 1

DADOS TÉCNICOS DA MICROTURBINA CAPSTONE



Full Load Specifications @ ISO Conditions (15°C / 59°F @ sea level) @ 5 psig			
Performance @ 5 psig Natural gas (0.2-1.5 psig)	Power 28 kW net (+0/-1) 38.2 kVA max @ 480 VAC	Efficiency (LHV) 25% (± 2).	Heat Rate (LHV) 14,400 kJ (13,700 Btu) / kWh
Emissions: NO _x	<9 ppmV @ 15% O ₂ (<0.49 lb/MWh)		
Intake/Exhaust Fuel flow (natural gas HHV) Exhaust gas temperature Mass flow Total exhaust energy	440,000 kJ/hr (420,000 Btu/hr) 275°C (530°F) 0.31 kg/s (0.68 lb/s) 327,000 kJ/hr (310,000 Btu/hr)		
		Dimensions H: 1900mm (74.8") W: 714mm (28.1") D: 1344mm (52.9")	Weight 478 kg (1052 lb) <small>Add 173 lb (380 kg) for stand-alone option</small>
		Sound 65dBA @ 10 m (33 ft) <small>58dBA @ 10 m (33 ft) with optional silencer</small> CE L _{WA} 98 compliant	

APÊNDICE 2

DADOS TÉCNICOS DA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO

QUOTATION FOR VAPOUR ABSORPTION CHILLER AND LIQUIDS			
CLIENT: CET UFSC		DATE	:July 24, 2002
THERMAX VAPOUR ABSORPTION CHILLER		MODEL :THW LT 1	
HOT WATER FIRED MACHINE (SINGLE EFFECT TYPE)			
ONE CHILLER ON 1 X 30 Kw CAPSTONE MICROTURBINES			
1. TECHNICAL SPECIFICATIONS		UNIT	SI-UNIT
A. CHILLED WATER CIRCUIT			
1.	Capacity ($\pm 5\%$)	8,5 TR	30 kW
2.	Chilled water flow		1,28 l/s
3.	Chilled water inlet temperature		12,2 °C
	outlet temperature		6,7 °C
4.	Chilled water friction loss	40 inches w.c.	
B. COOLING WATER CIRCUIT			
1.	Cooling water flow		2,53 l/s
2.	Cooling water inlet temperature		29,4 °C
	outlet temperature		35,9 °C
3.	Cooling water friction loss	120 inches w.c.	
C. HOT WATER CIRCUIT			
1.	Hot water inlet temperature		95 °C
	outlet temperature		85 °C
2.	Hot water flow ($\pm 5\%$)		1,01 l/s
3.	Hot water friction loss	15,6 inches w.c.	
D. ELECTRICAL CIRCUIT			
1.	Power supply	3 ph / 460 V $\pm 10\%$ / 60 Hz $\pm 5\%$	
2.	Control supply	Both 110 V and 230 V, 1 Ph A/C	
3.	Absorbent pump rating		0,55 kW
4.	Refrigerant pump rating		0,3 kW
5.	Vacuum pump rating		0,25 kW
E. PHYSICAL DATA			
1.	Length	55,8 inches	
2.	Width	53 inches	
3.	Height	77 inches	
4.	Operating weight	4850 Lbs	
5.	Space for tube cleaning	71 inches	
Note: The capacity & hot water flow given above are for insulated machine.			

APÊNDICE 3

SISTEMA DE EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DOS CUSTOS EXERGÉTICOS

X																=		Y	
																		B*	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16			B1*	B2*
B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9	B10	B11	B12	B13	B29	B1618	B1514			0	0
1	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0
2	1	-1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0
3	0	0	0	1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0
4	0	1	-1	0	1	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0			0	0
5	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	-1	0	0			0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	1	-1	0	0	0			0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	1	1	-1	-1			0	0
8	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			B2	B1
9	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0			0	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0			0	0
12	0	0	0	1/B5	-1/B6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0
13	0	0	0	0	1/B6	0	0	0	-1/B10	0	0	0	0	0	0			0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1/B12	1/B13	0	0	0			0	0
15	0	0	0	0	0	1/B7	-1/B8	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0
16	0	0	0	0	0	0	0	1/B9	0	0	0	0	-1/B29	0	0			0	0

APÊNDICE 4

SISTEMA DE EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DOS CUSTOS EXERGOECONÔMICOS

[illegible]

APÊNDICE 5

EQUAÇÕES DE CUSTO DOS COMPONENTES

As equações para o cálculo dos custos de aquisição dos equipamentos foram retiradas da literatura (Bejan, Tsatsaronis e Moran, 1996; Valero et al., 1994; e Stoecker, 1989), e tiveram suas constantes alteradas para aplicação em equipamentos de pequena escala. Estas equações foram utilizadas com intuito meramente exemplificativo, visando a aplicação do procedimento de otimização, e não têm a intenção de representar fielmente as condições de custo de aquisição destes componentes.

- Câmara de combustão:

$$Z_{CC} = 9 \cdot \left(\frac{25,6 \cdot \dot{m}_4}{0,995 - P_4/P_3} \right) \cdot [1 + EXP(0,018 \cdot T_5 - 26,4)] \quad (A3.1)$$

- Compressor:

$$Z_{AC} = 17 \cdot \left(\frac{39,5 \cdot \dot{m}_3}{0,889 - \eta_{ise,AC}} \right) \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \ln \left(\frac{P_3}{P_2} \right) \quad (A3.2)$$

- Turbina:

$$Z_{GT} = 17 \cdot \left\{ \left(\frac{266,3 \cdot \dot{m}_5}{0,926 - \eta_{ise,GT}} \right) \cdot \ln \left(\frac{P_5}{P_6} \right) \cdot [1 + EXP(0,036 \cdot T_5 - 54,4)] \right\} \quad (A3.3)$$

- Pré-aquecedor de ar:

$$Z_{APH} = 22900 \cdot \frac{\dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{10})}{18 \cdot \left[T_6 - T_4 - (T_{10} - T_3) / \ln \left(\frac{T_6 - T_4}{T_{10} - T_3} \right) \right]} \quad (A3.4)$$

- Alternador:

$$Z_{ALT} = 1500 \cdot \left(\frac{B_9}{20} \right)^{0,6} \quad (\text{A3.5})$$

- Bomba:

$$Z_{PUMP} = 1000 \cdot \left(\frac{B_{29}}{0,2} \right)^{0,23} \quad (\text{A3.6})$$

- Trocadores de calor:

$$Z_{j,HX} = 300 \cdot HEA_{j,HX} \quad (\text{A3.7})$$